

# **Diplomityö 2012**

**Eero Vesaoja**

Aalto-yliopisto  
Sähkötekniikan korkeakoulu  
Automaatio- ja systeemitekniikka

**Eero Vesaoja**

**Rullauksen mallintaminen ja värähtelyjen vaimennus**

Diplomityö

10.8.2012

Työn ohjaaja:

TkT Jari Paanasalo

AALTO-YLIOPISTO

Aalto-yliopiston sähkötekniikan korkeakoulu	
Automaatio- ja systeemitekniikan laitos	
Automaatio- ja systeemitekniikka	
Tekijä: Eero Vesaoja	
Työn nimi: Rullauksen mallintaminen ja värähtelyn vaimennus	
Päiväys: 10.8.2012	Sivumäärä: 70
Valvoja: Prof. Kai Zenger	
Ohjaajat: TkT Jari Paanasalo	
Kieli: suomi	
<p>Pituusleikkurin ajonopeutta ja toimintavarmuutta rajoittaa kiinnirullauksessa rullien värähtely. Rullien liikettä kone- ja pystysuunnassa voidaan mallintaa Simulinkilla yhdessä SimMechanicsin kanssa luotettavasti, kun käytetään jousi-vaimennin-nippimallia. Fysikaalisen mallin avulla kehitettiin aktiivinen värähtelyn vaimennusalgoritmi, joka toimii estimoimalla epäkeskisyydestä syntyvän voiman ja kumoamalla sen kantoteloille tuotetulla harmonisella momentilla, jonka suuruus ja vaihe lasketaan identifioitun käänteisen dynamiikan avulla. Rullan epäkeskisyyden määrä estimoidaan laseretäisyysmittauksesta saadusta värähtelyn amplitudista. Tuotettujen momenttien vaihe tasataan venymäliuskoilta saatavien analogiamittausten avulla. Simuloidulla prosessilla identifiointi onnistui hyvin ja säädin antoi hyviä tuloksia. Todellisella prosessilla toimilaitteen dynamiikan identifiointi onnistui hyvin, mutta prosessin häiriöt olivat melko suuria. Prosessissa käytettävän momentin rajoitteet estivät säätimen toiminnan tutkimisen estimaattoria pidemmälle. Tutkimuksen aikana kuitenkin syntyi useita uusia ideoita aiheen piiristä.</p>	
Avainsanat: Pituusleikkuri, Kiinnirullaus, Värähtelyn vaimennus, Epäkeskisyyden identifiointi	

Aalto University School of Electrical Engineering	
Department of Automation and Systems Technology	
Automation and Systems Technology	
Author: Eero Vesaoja	
Title: Modelling and vibration damping of winding	
Date: 10.8.2012	Pages: 70
Supervisor: Prof. Kai Zenger	
Instructor: D.Sc. (Tech.) Jari Paanasalo	
Language: Finnish	
<p>The driving speed and reliability of a winder are limited by roll vibrations. The vertical and machine directional movements of rolls can be modelled using Simulink in combination with SimMechanics, when a spring-damper roll nip model is used. An active vibration damping algorithm was developed based on a physical model of the process. The algorithm was based on estimating the force produced by eccentric mass and by counteracting it with a harmonic torque, which was generated on the carrier rolls. The roll eccentricity was estimated from the amplitude of the vibrations in the roll, measured by a laser rangefinder. The phases of the harmonic torques were adjusted based on torque measurements by strain gauges. The identification of the process was successful with the Simulink model, and the controller performed well in simulations. The identification of the actuator dynamics was also successful on the pilot plant, but the disturbances in the process were considerable and the reliability of the measured frequency response is therefore questionable. Moreover, the limitations of available torque prevented further study of the controller beyond the estimation part. However, during the research several new ideas regarding the vibration damping were invented.</p>	
Keywords: Winder, Wind up, Vibration damping, Eccentricity, Identification	



## Alkusanat

Tämä diplomityö on tehty Metso Paper Oy:n Järvenpään Automaation tuotehallinnan ja myynnin tuen osastolla. Työn on ohjannut Jari Paanasalo, jota haluan kiittää kaikesta perehdyttämisestä ja hyvästä ohjauksesta työn aikana. Lisäksi apuna on ollut paljon muita hyvin ammattitaitoisia metsolaisia, kuten Marko Jorkama, Timo Virtanen ja Arto Leskinen. Kaikille heille kuuluu kiitokset siitä, mitä olen oppinut työn aikana.

Erityiset kiitokset ansaitsee myös professori Kai Zenger, joka alunperin suositteli minulle tätä työtä ja on nähnyt paljon vaivaa työn tarkastamisessa. Juha Orivuorta haluan kiittää avusta identifioinnissa ja käytännön säätötekniisten ongelmien ratkaisussa.

Lopuksi vielä suuret kiitokset Eevalle, perheelleni ja ystävilleni tuesta ja avusta.

# Sisällysluettelo

## Alkusanat

## Sisällysluettelo

<b>1. Johdanto.....</b>	<b>1</b>
<b>2. Pituusleikkuri ja kiinnirullauksen mallinnus.....</b>	<b>3</b>
2.1 Pituusleikkurin toiminta .....	3
2.2 Kiinnirullauksen mallinnus ja fysiikka.....	4
2.2.1 SimScape ja SimMechanics -ohjelmistot.....	4
2.2.2 Mallin rakenne .....	5
2.2.3 Mallin parametrien hankinta ja validointi .....	5
2.2.4 Pituusleikkurin kiinnirullauksen ohjaus .....	6
2.2.5 Momentin muodostuminen.....	8
2.2.6 Momentin välitys teloille .....	9
2.2.7 Telojen liike.....	10
2.2.8 Nipin fysiikka ja malli.....	12
2.2.9 Avoimen järjestelmän simulointituloksia mallilla .....	19
<b>3. Mekaaninen värähtely ja vaimennus.....</b>	<b>23</b>
3.1 Värähtelyn vaimennuksen teoriaa.....	23
3.1.1 Vapaa vaste ja pakkoherätteinen järjestelmä.....	23
3.1.2 Passiivinen ja aktiivinen vaimennus .....	25
3.1.3 Aktiivisen vaimennuksen keinoja.....	26
3.1.4 Värähtelyt leikkurissa .....	28
3.2 Käytetty värähtelyn vaimennusalgorithmi .....	29
3.2.1 Värähtelyn vaimennuksen idea.....	29
3.2.2 Värähtelyn vaimennuksen algoritmi ja toteutus .....	30
3.2.3 Mallilla saadut tulokset vaimentimelle .....	39
<b>4. Koeajojen tuloksia .....</b>	<b>47</b>
4.1 Koeasetelma.....	47
4.2 Tavoitteet koeajoissa .....	47
4.3 Tuloksia .....	48
4.3.1 Aiheutuneen värähtelyn dynamiikan identifiointi .....	48
4.3.2 Tuotetun värähtelyn dynamiikan identifiointi .....	56
4.3.3 Vaimennuksen tehokkuuden tutkiminen.....	61
4.3.4 Automaattisesti haettu vaimennus .....	66
<b>5. Yhteenveto ja päätelmät.....</b>	<b>67</b>
<b>6. Lähteet .....</b>	<b>69</b>
<b>7. Liitteet.....</b>	<b>71</b>

# Symbolit, käsitteet ja lyhenteet

## Symbolit

$A_d$	Liikkeen ja voiman välinen taajuusriippuvainen kerroin
$c_s$	Tangentiaalinen vaimennusvakio
$c_{tr}$	Radiaalinen vaimennusvakio takatelan ja rullan välillä
$d$	Rullien keskipisteiden välinen etäisyys
$d_r$	Rullan liikkeen amplitudi lasermittauksesta
$e, r_e$	Epäkeskisesti kiinnitetyn kuorman etäisyys rullan keskiöstä
$F_{rad_{tot}}$	Radiaalinen kokonaisvoima
$F_{rad_x}$	Radiaalisen voiman $x$ -komponentti
$F_{rad_y}$	Radiaalisen voiman $y$ -komponentti
$F_{surf}$	Liikkeen ja voiman välinen taajuusriippuvainen kerroin
$F_{x_{jousi}}$	Kohtisuoran jousivoiman $x$ -komponentti
$F_{x_{kitka}}$	Kohtisuoran kitkavoiman $x$ -komponentti
$k_s$	Tangentiaalinen vaimennusvakio
$k_{tr}$	Radiaalinen vaimennusvakio takatelan ja rullan välillä
$K_{tr}$	Rullan ja takatelan välinen kontakti, yksi tai nolla
$d_r$	Rullan liikkeen amplitudi lasermittauksesta
$m_0, m_e$	Epäkeskisesti kiinnitetyn ylimääräisen kuorman massa
$M_r$	Pintavoiman aiheuttama momentti rullalle
$M_t$	Pintavoiman aiheuttama momentti telalle
$P_k$	Painokerroin korjaustermille rekursiivisessa algoritmossa
$r_r$	Rullan halkaisija

$r_t$	(Taka)telan halkaisija
$S_{surf}$	Tangentiaalinen puristuma
$V_{keh_{telax}}$	Telan tangentiaalisen nopeuden $x$ -komponentti
$V_{keh_{xtot}}$	Kokonaisnopeusero kehällä rullan ja telan välillä, $x$ -suunnassa
$V_{normx_{rulla}}$	Rullan nopeuden telaa kohtisuoran osan $x$ -suuntainen komponentti
$V_{normx_{tela}}$	Telan nopeuden rullaa kohtisuoran osan $x$ -suuntainen komponentti
$V_{normx_{tot}}$	Telan ja rullan kohtisuoran nopeuden erotus, $x$ -komponentti
$v$	Dynaamiseen järjestelmään tuleva häiriö
$v_{xr}$	Rullan nopeuden $x$ -komponentti
$v_{xt}$	Telan nopeuden $x$ -komponentti
$v_{yr}$	Rullan nopeuden $y$ -komponentti
$v_{yt}$	Telan nopeuden $y$ -komponentti
$v_{rad}$	Rullan radiaalinen nopeus
$v_{surf}$	Rullan pintanopeus
$v_{tan}$	Rullan tangentiaalinen nopeus
$v_{tot}$	Rullan radiaalinen kokonaisnopeus
$v_{trad}$	Takatelan radiaalinen nopeus
$v_{tsurf}$	Takatelan pyörimisestä johtuva pintanopeus nippikontaktissa
$v_{tan}$	Takatelan tangentiaalinen nopeus kontaktissa ilman pyörimisen vaikutusta
$v_{tot}$	Takatelan radiaalinen kokonaisnopeus
$x_{diff}$	Rullan ja telan välinen $x$ -suuntainen etäisyys, $x_r - x_t$
$x_r$	Rullan $x$ -koordinaatti
$x_t$	Telan $x$ -koordinaatti

$y_{diff}$	Rullan ja telan välinen $y$ -suuntainen etäisyys $y_r - y_t$
$y_r$	Rullan $y$ -koordinaatti
$y_t$	Telan $y$ -koordinaatti
$\beta$	Kulma rullan ja telan välillä
$\Delta v_{surf}$	Pintanopeuksien ero
$\varphi_k^2$	Varianssin estimaatti rekursiivisessa algoritmissa
$\xi$	Toisen kertaluvun järjestelmän vaimennussuhde
$\mu_k$	Askelen $k$ estimaatti signaalin odotusarvolle
$\omega_r$	Rullan kulmataajuus
$\omega_t$	Takatelan kulmataajuus
$\Omega$	Epäkeskisen massan pyörimistäajuus roottorimallissa

## Käsitteet ja lyhenteet

ADAMS	Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems
Tšebysev suodatin	Jyrkän taajuusvasteen antava suodatin
FFT	Fast Fourier Transform
Gain Scheduling	Vahvistustaulukointi, ajotilan perusteella tehty kertoimien valinta
Kaksisuuntainen FIR	Epäkausaalinen ja vaihevirheetön painokerroinsuodatus
Modal Control	Redusoidun tilamallin suurimpien ominaisarvojen tilojen säätöön perustuva taajuustason menetelmä
PPF	Positive Position Feedback



# 1. Johdanto

Paperikoneet tuottavat useita metrejä leveitä konerullia, mutta harva paperiteollisuuden asiakas pystyy käyttämään suoraan näitä sellaisenaan. Useimmat asiakkaat, kuten lehtipainot, tarvitsevat kapeampia asiakasrullia. Pituusleikkuri tuottaa näitä erikokoisia asiakasrullia konerullista. Pituusleikkureita on useampia eri malleja, ja yksi niitä erottava tekijä on kiinnirullauksen tapa. Yleisimpiä kiinnirullaustapoja ovat kantotelarullaus ja keskiörullaus. Tässä työssä keskitytään kantotelailekkuriin.

Tuotannon tehostamiseksi leikkureiden ajonopeuksia pyritään nostamaan jatkuvasti. Toisaalta uusien leikkurien matalammat investointikustannukset ovat yhä tärkeämpiä, minkä vuoksi pyritään käyttämään vähemmän materiaaleja leikkureiden rakennukseen. Painavat ja viskoelastisesti käyttäytyvät pyörivät rullat alkavat helposti värähdellä monista eri syistä, ja korkeilla ajonopeuksilla kyse on niin suurista voimista, että rullien vahingoittuminen ja koneen kulumisen voi olla merkittävää. Tämän vuoksi on tarpeen etsiä erilaisia keinoja vähentää värähtelyitä.

Tässä työssä tutkitaan aktiivista värähtelyn vaimennusta simuloimalla ja koeajoilla. Painopiste on aikaisempaan tutkimukseen nähden poikkeava siten, että koneiden mekaanisten resonanssien tutkiminen ja muuttaminen eivät ole pääsisältöä. Tietoa koneen mekaniikasta kuitenkin hyödynnetään, jotta ymmärrettäisiin, mitkä tekijät vaikuttavat muodostuviin värähtelyihin. Värähtelyn vaimennus pyritään tuottamaan aktiivisesti ja olemassa olevilla toimilaitteilla. Toimilaitteista keskitytään teloja pyörittävien moottoreiden vaikutuksiin, vaikka myös painotelapalkin hydrauliikkaa voisi käyttää melko vastaavasti (Virtanen, 2006, s.81).

Työ on jaettu viiteen lukuun, joista tämä johdanto on ensimmäinen. Toinen luku työssä keskittyy kiinnirullauksen simulointiin. Mallinnuksen lähtökohtana on yksittäisten elementtien fysikaalisten mallien yhdistäminen. Paperin ja telan välinen kontakti, nippi, on mallinnettu aiemman analyttisen jousimallin pohjalta, mutta siihen on lisätty rotaation ja translaation kytkentää varten vapausasteita (Jorkama, 1996). Lisäksi huomioidaan käyttöakselin vaikutus momentin siirtymisessä. Prosessin merkittävän dynamiikan oletetaan olevan kuvattavissa konesuuntaisen ja pystysuuntaisen translaatioliikkeen ja poikkisuuntaisen rotaation avulla, eikä esimerkiksi telojen taipumisia huomioida, vaikka niidenkin merkitystä on värähtelyn



synnyssä tutkittu (Kytö, 2007). Tärkeimmät yhtälöt nippivoimien ja liikkeiden laskentaan johdetaan.

Kolmannessa luvussa keskitytään värähtelyyn ja sen vaimennukseen. Aluksi selvennetään mekaaniseen värähtelyyn liittyvät peruskäsitteet ja hahmotellaan muutama yksinkertaistettu analogia kiinnirullauksen värähtelylle. Yleisimmät aktiivisen värähtelyn vaimennuksen säätöalgoritmit, kuten PD- ja tilasäätö, esitellään lyhyesti (Inman, 2006).

Rullien ja niiden aiheuttaman leikkurirakenteen värähtely on jo pitkään tutkittu ongelma (Möhle, 1970). Myöskin värähtelyn syille on esitetty erilaisia selityksiä ja ratkaisuita jo varhain (Daly, 1967). Tässä tutkimuksessa keskitytään ylimääräisen epäkeskeisesti rullalle sijoittuneen massan aiheuttamaan värähtelyyn, vaikkakin myös paperirullan muodon virheet voivat olla merkittäviä tekijöitä sekä Möhlen että Dalyn mukaan. Rajausta on kuitenkin tarpeellinen, jotta koejärjestelyiden toteutus olisi mahdollisimman yksinkertainen.

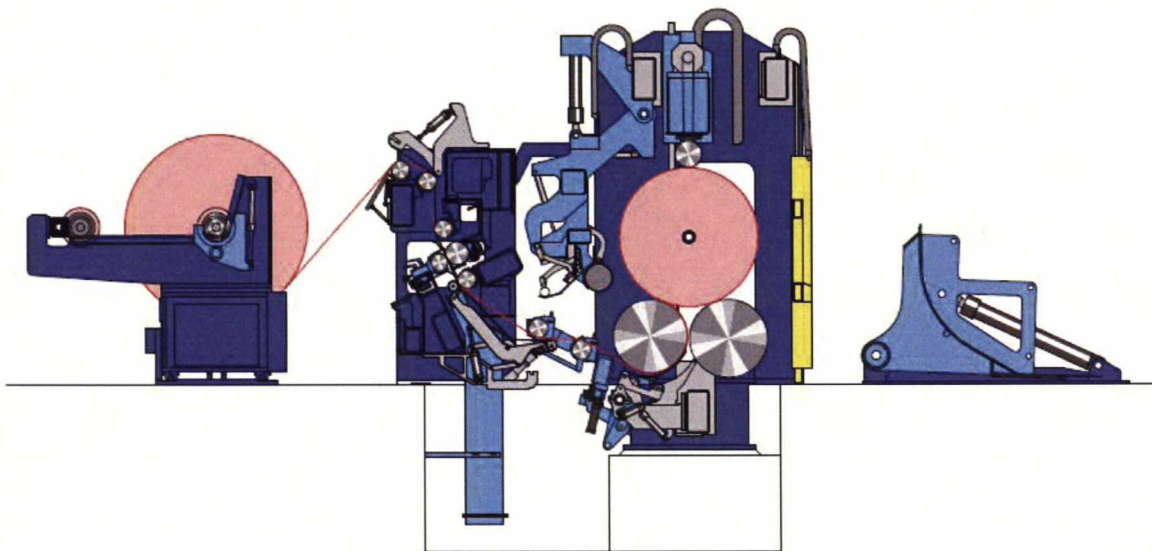
Kolmannessa luvussa esitetään myös toteutetun estimaattorin ja säätimen rakenne Simulink-kaavioiden avulla. Estimaattori pyrkii laskemaan häiriölähteen eli epäkeskisen voiman suuruuden. Säädin on rakennettu tiettyjen mittalaitteiden ja etenkin toimilaitteiden asettamien rajoitteiden puitteissa. Se pyrkii kompensoimaan estimoidun häiriövoiman käänteisen dynamiikan avulla. Säätökonfiguraatio on melko poikkeuksellinen, mutta siihen liittyviä valintoja perustellaan tässä luvussa. Luvun lopussa yhdistetään kiinnirullauksen malli ja säädin ja tutkitaan niiden toimintaa yhdessä. (Åkerlund, 2009)

Tutkimuksessa tehdyt koeajot esitellään neljännessä luvussa. Koeajojen tavoitteina on tuntemattomien parametrien tai dynamiikkojen identifiointi sekä säätöasetelman toimivuuden tutkiminen. Luvussa kuvaillaan myös tarvittua datankäsittelyä. Tulosten käsittelyä ja päätelmiä esitetään viimeisessä luvussa. Lisäksi ehdotukset tässä työssä ratkaisemattomien ongelmien jatkotutkimukseen on koottu viimeiseen lukuun.

## 2. Pituusleikkuri ja kiinnirullauksen mallinnus

### 2.1 Pituusleikkurin toiminta

Kantotelaileikkurissa aukirullausasemalla konerullalta purettava paperirata, eli raina, kulkee pyörivien, leikkaavien terien läpi ja jatkaa siitä useana rinnakkaisena ratana kiinnirullauksessa syntyville uusille rullille. Rullat muodostuvat hylsyjen ympärille näiden pyöriessä kahden telan päällä. Muodostuvat rullat pyörivät kantotelojen pyörittäminä, ja niiden päällä on tukemassa painotela, jonka tehtävänä on tuottaa sopiva viivakuorma ja pitää rullat paikallaan. Lisäksi reunimmaisten rullien hylsyissä on kiinni hylsylukot, jotka estävät rullien liikkeen poikkisuunnassa ja vaimentavat rullien värähtelyä. Koneen pyörivien osien voimanlähteenä toimivat erilaiset sähkömoottorit, usein induktiomoottorit. Koneen lineaarisesti liikkuvien osien, kuten hylsylukkojen ja painotelan liikkeitä saadaan aikaan hydraulisylintereillä.



Kuva 1: Kantotelaileikkurin poikkileikkaus huoltopuolelta katsottuna

Rullaus aloitetaan tampuurinvaihdon jälkeen täydellä konerullalla ja tyhjillä hylsyillä. Yhdeltä tampuurilta saadaan useita muuttoja ja joskus myös yhteen muuttoon voidaan ottaa peräkkäisiltä tampuurilta paperia. Tavoitteena on saada muodostettua tasalaatuiset, sopivan kireästi rullatut ja mahdollisimman pyöreät rullat kiinnirullaukseen. Tämä toteutetaan säätämällä jatkuvasti radan kireyttä moottoreiden



momenteilla ja nopeuksilla. Sekä aukirullauksessa että kiinnirullauksessa on huomioitava rullan muuttuva halkaisija, joka vaikuttaa tarvittavaan kulmanopeuteen, jolla saadaan aikaan mahdollisimman tasainen ratanopeus. Lisäksi moottoreiden momenttien avulla voidaan hallita muodostuvan rullan kireyttä. Tyypillisesti kireys halutaan säilyttää ajossa vakiona. Rullaus aloitetaan ramppimaisella kiihdytyksellä. Sen jälkeen suurin osa ajasta ajetaan vakionopeutta, ja lopuksi jarrutetaan rampin mukaan, kun rulla on saavuttamassa tavoitekoon. Tämä tuottaa eri muotoiset taajuusprofiilit auki- ja kiinnirullaukseen. (Koskinen 2012, s. 146)

## **2.2 Kiinnirullauksen mallinnus ja fysiikka**

### **2.2.1 SimScape ja SimMechanics -ohjelmistot**

Pituusleikkuria voidaan mallintaa usealta eri kannalta erilaisilla työkaluilla. Leikkurin radan nopeutta ja kireyttä on mallinnettu aiemmin Simulinkilla (Hou et al. , 2001). Leikkurin osien liikkeitä, muodonmuutoksia ja värähtelyitä taas mallinnetaan usein eri FEM-ohjelmistoilla. Rullauksessa syntyvän rullan sisäistä jännitejakaumaa ja muotoa voidaan mallintaa epälineaarisilla differentiaaliyhtälöillä (Hakiel, 1986) (Paanasalo, 2005). Tässä tutkimuksessa mallinnetaan kiinnirullausta kantoteloilla rullan ja telojen kone- ja pystysuuntaisten liikkeiden ja poikkisuuntaisen pyörimisten kannalta. Koska koko mallin on tarkoitus perustua eri komponenttien yksinkertaisimpiin fysikaalisiin malleihin ja pysyä keskitetyissä parametreissa, on hyvä valinta tehdä Matlab-ympäristöön yhteensopiva malli. Fysikaalisten suureiden käsittelyyn tarkoitettu SimScape-Toolbox tarjoaa mahdollisuuden käyttää suureita Simulink-signaaleina ja mallintaa yksiulotteista dynamiikkaa, kuten momentin siirtymistä. Lisäksi SimScapella voidaan tarpeen tullen myös mallintaa erilaisia yksinkertaisesti sähköisiä tai hydraulisia komponentteja.

SimMechanics on työkalu mekaanisten jäykkien järjestelmien kolmiulotteiseen mallintamiseen. Työkalulla voi määritellä erilaisia pistemassainertioita ja niiden välisiä kytköksiä ja vapausasteita kolmiulotteisessa avaruudessa. Malleihin sisällytetään myös erilaisia ideaalisia toimilaitteita ja antureita. Tässä tutkimuksessa poikkisuuntaista liikettä ja voimia rullalle ei huomioida, eikä rullan anneta myöskään pyöriä muuten kuin poikkisuuntaisen akselinsa ympäri. Tällöin kukin mallinnettava

osa on kuvattavissa tasoliikkeenä ja yhdellä pyörimisvapausasteella, eli yhteensä kolmen vapausasteen järjestelmänä. Toteutettavaa mallia on verrattu validointisyistä vastaavilla oletuksilla tehtyyn hieman yksinkertaisempaan ADAMS-malliin.

### 2.2.2 Mallin rakenne

Kiinnirullausmallin esikuvana on käytetty Metso Paperin koelaitoksen WinDrum -koeleikkuria. Kiinnirullausmalli koostuu kolmesta osasta. Ensimmäinen osa on ohjaus- ja mittaussignaalien laskenta Simulink-koodina. Tässä osassa ovat erilaiset mittaukset, signaalien reititykset, säätimet ja myöhemmin värähtelyn vaimennusalgorithmien koodi. Nämä signaalit ohjaavat toisen osan SimScapella toteutettua 1-D -fysiikan laskentaa sähkökäyttöiltä akselivälityksen kautta teloille. Kullekin telalle on oma 1-D -osuutensa rinnakkain. Telat ja rulla ovat kolmannessa osassa SimMechanicsilla toteutettuna kokonaisuutena, jossa huomioidaan eri komponenttien paikat ja kontaktivoimat toisiinsa. SimMechanics -määrittelyiden lisäksi tässä osassa on m-koodilla tehtyjä lohkoja, jotka tekevät tarkemmat laskennat nippikontakteista, mihin SimMechanics ei kykene. Koneen geometria on määriteltä SimMechanics-osion parametreissa.

### 2.2.3 Mallin parametrien hankinta ja validointi

Toteutettu malli sisältää suuren määrän parametreja. Eri parametrien vaikutus mallin käytökseen on vaihtelevaa, ja osa parametreista tulee tietää tarkemmin kuin toiset. Parametreja on saatu malliin kolmella erilaisella tavalla. Kaikkein tarkimpia ovat suoraan koneen piirrustuksista saatavat mitoitettut parametrit, kuten telojen halkaisijat, moottorin suoritusarvot ja joidenkin mittalaitteiden skaalaukset. Myös säätimien käyttämät parametrit ovat täsmällisen tarkkoja. Toisessa ryhmässä ovat parametrit, jotka on mitattu erilaisilla keinoilla koneesta, tai laskettu muista tehdyistä kokeista. Näitä ovat esimerkiksi telojen jäykkyydet ja vaimennukset eri suuntiin sekä akselin vääntöjäykkyys ja -vaimennus. Kolmannen ryhmän muodostavat parametrit, joiden suuruus on jouduttu arvioimaan, koska näitä ei ole kyetty mittaamaan. Esimerkiksi rullan ja telan välisen nipin radiaaliset, ja etenkin tangentiaaliset, jäykkyydet ja



vaimennukset ovat vain asiantuntijoiden arvioita tai yksittäisiä mittauksia. Mallissa käytetyt parametrit on esitelty liitteessä 1.

Parametrien suuruusluokan arviointiin on käytetty hierarkista validointia. Yksittäiset komponentit on erikseen todettu toimiviksi ennen kokonaisuuteen liittämistä. Myöskin epävarmimpien parametrien suuruuksien vaikutusta tutkittiin. Sekä radiaalisen että tangentialisen jousi-vaimennin -järjestelmän parametrit oli asetettava tietylle alueelle, jotta ratkaisin pysyisi stabiilina sopivilla aika-askelrajoilla. Tämä alue oli niiden rajojen sisällä, jolla jäykkyyden lisääminen ei merkittävästi muuttanut rullan värähtelymoodeja ADAMS-mallilla, eikä SimMechanics mallilla. Esimerkiksi jäykkyyksillä  $1 \cdot 10^8 \text{ N/m}$  ja  $1 \cdot 10^{13} \text{ N/m}$  saatiin lähes vastaavat moodit, mutta jälkimmäisellä aika-askelta oli pienennettävä merkittävästi.

Mallinnuksessa on prosessin parametrien lisäksi vielä ratkaisimen parametrit. Ratkaisimen on laskettava riittävän suurella taajuudella jatkuva-aikaisesta mallista näytteitä, jotta tulos olisi dynamiikaltaan oikeanlainen. Lisäksi ratkaisun virhetoleranssin on oltava riittävän pieni, jotta tulokset olisivat käyttökelpoisia. Ratkaisimen parametrejä etsittiin pääasiassa kokeilemalla, ja niitä validoitiin tarkkailemalla tulosten mielekkyyttä. Yleisin kohdattu ongelma oli liian suuri askelpituus, joka johti jäykissä nipeissä epästabiiliin värähtelyyn. Toisaalta liian suuri laskentataajuus taas teki simulaatioista hitaita. Ratkaisimena käytettiin vaihtuva-askelpituuksista ode23t:a, joka sopii melko jäykille järjestelmille. Sopivaksi maksimiaskelpituudeksi havaittiin  $3 \cdot 10^{-4} \text{ s}$  ja suhteelliseksi toleranssiksi  $1 \cdot 10^{-4}$ . Ratkaisimen toleranssin yksikkö on ratkaistavasta suureesta riippuva. Esimerkiksi rullan paikalle se on matkan SI-yksikkö metri, ja kulmille se on radiaani. Suuremmilla laskentatehoilla suosittelisin toleranssin pienentämistä. (Mathworks, 2010).

#### 2.2.4 Pituusleikkurin kiinnirullauksen ohjaus

Rullan pyöritys tapahtuu telojen avulla ja telojen pyörittäminen sähkömoottoreilla. Sähkömoottoreita ohjaavat taajuusmuuttajat eli invertterit, joiden referenssit taas tulevat automaatiojärjestelmältä. Automaatiojärjestelmässä lasketaan mittausten ja rullausreseptin perusteella käytettävät ohjeet eri laitteille. Tarkan mallin muodostamiseksi on koko signaaliketju mallinnettava riittävän tarkasti. Tulevissa

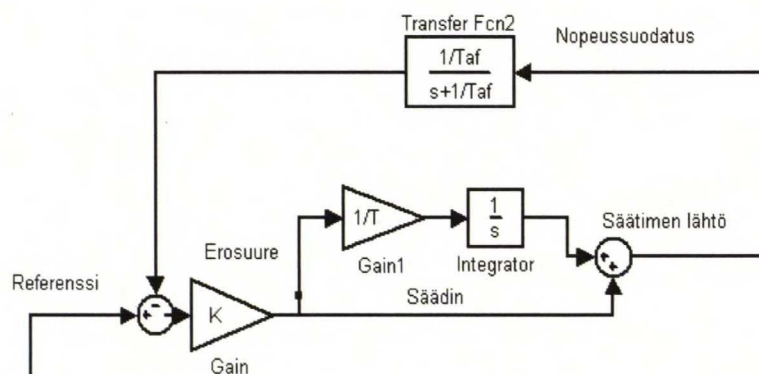
kappaleissa käsitellään momenttiohjeiden laskentaa, niiden toteutus käytöillä, moottorin dynaamiikan karkea mallinnus ja lopulta mekaaninen välitys moottorin ja telan välillä.

Koneen hetkittäisen ajonopeuden määrää aina kiinnirullauksen takatela, joka on nopeussäädetty. Nopeusohje tulee yleensä käytettävän reseptin mukaan ja, jollei poikkeuksia ilmene, automaatiojärjestelmä pyrkii noudattamaan ohjetta. Aukirullaus pyrkii ajamaan vastaavaa ratanopeutta.

Etutelan avulla voidaan vaikuttaa syntyvien rullien kireyteen. Etutela on momenttisäädetty. Se seuraa tietyllä tarkkuudella takatelan nopeutta, mutta lisäksi sen ja takatelan välille voidaan valita tietty momentti, jolla kireyteen voidaan rajoitetusti vaikuttaa. Tätä momenttieroista johtuvaa voimaa yhdessä ratakireydestä aiheutuvan voiman kanssa kutsutaan rullausvoimaksi. Rullausvoiman käyttö tulee tärkeäksi tekijäksi myöhemmin värähtelyn vaimennuksessa säätimen vahvistusta määriteltäessä. Painotela seuraa ratanopeutta, ja se voi olla nopeus- tai momenttisäädetty. Myös painotelalla voidaan tuottaa momenttia ja rullausvoimaa. Painotelan momenttia ei kuitenkaan tässä työssä vielä erityisesti hyödynnetty säädössä.

Yleisimmin nopeus- ja momenttisäädin ovat molemmat PI-säätimiä, mahdollisesti vahvistustaulukoinnilla (gain scheduling) täydennettyinä, eli niiden parametrejä voidaan vaihtaa ajotilanteen mukaan tietyn taulukon mukaan rullan muuttuva koko ja inertia huomioimalla. Myös muunlaisia säätimiä käytetään, esimerkiksi mallipohjaista monimuuttujasäätöä, jossa sekä nopeus että momentti hallitaan samalla. Nyt käytetyssä mallissa tärkeintä on rullan translaatiovärähtelyiden mallinnus, eikä kireyden merkitystä ole huomioitu. Tästä syystä kaikilla teloilla on vain nopeussäätö. Kuvassa 2 näkyy nopeussäätöä kuvaava yksinkertainen Simulink-kaavio.



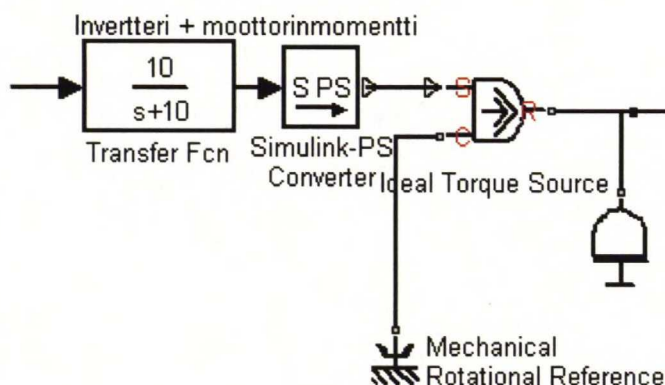


Kuva 2: PI-nopeussäätimen kytkentäkaavio

## 2.2.5 Momentin muodostuminen

Taajuusmuuttajan tehtävänä on tuottaa moottoreille sopivat jännitteet ja virrat haluttujen liikkeiden aikaansaamiseksi. Itse momentti- ja nopeussäädin toteutetaan usein käytön omalla logiikalla, ja ainoastaan parametrit ja asetusarvot annetaan automaatiojärjestelmältä. Osa käytön mallinnusta on siis säätimen mallinnus. Lisäksi invertterillä on oma dynamiikkansa, hitautensa, jonka vaikutusta voidaan approksimoida ensimmäisen kertaluvun dynamiikalla. Tietenkin paljon tarkempiakin approksimaatioita voitaisiin tehdä, esimerkiksi SimPowerSystemsin avulla. Käytetty ensimmäisen kertaluvun dynamiikka on vahvistukseltaan yksi ja sen aikavakioksi voidaan arvioida esimerkiksi 0,01-0,1 s, joka on melko realistinen aikavakio invertterin aikaansaaman momentin nousulle.

Moottori mallinnetaan yksinkertaisesti vääntömomenttilähteenä ja roottori-inertiaa. Tarkempaa sähkömekaanista mallia ei tehdä, koska käytön ja moottorin yhteinen sähkömekaaninen mallinnus menee työn rajauksen ulkopuolelle. Siitä ei luultavasti saada riittävästi hyötyä mallin tarkkuuden kannalta, jotta se olisi tarpeen. Moottorin käytössä voidaan huomioida tarpeen tullen nimellismomentit, -pyörimisnopeudet ja -tehot, mutta tässä mallinnuksessa on vain varmistettu, että tuotetut momentit pysyvät karkeasti oikeassa suuruusluokassa. Kuvassa 3 on käytetty Simulink-SimScape -lohkoa. Invertteri on mallinnettu siirtofunktiolla ja moottori taas vääntömomenttilähteenä. Oikeassa reunassa on pyörimishitautta kuvaava lohko, roottori-inertia. Simulink-PS -lohko muuttaa laskennallisen suureen fysikaaliseksi suureeksi.

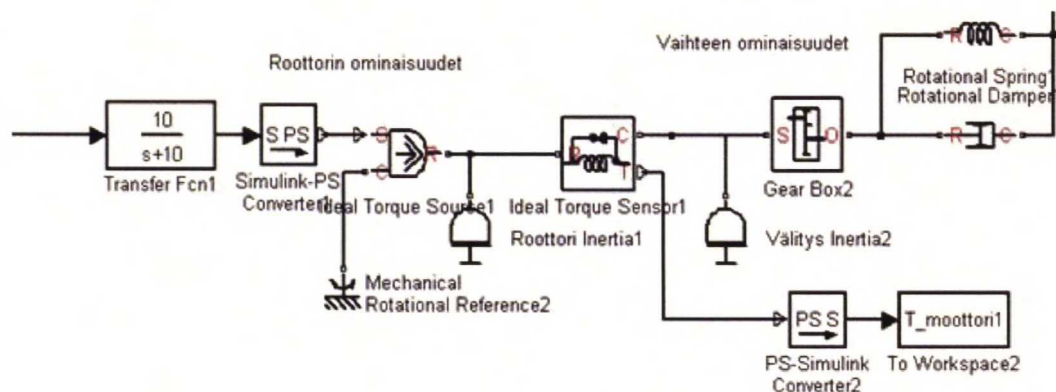


Kuva 3: Invertterin ja moottorin yksinkertaiset mallit: 1-kertaluvun alipäästösuodatin ja ideaalinen vääntölähde inertialla

## 2.2.6 Momentin välitys teloille

Moottoreilta lähtevät roottoreiden päädyistä ontot, teräksiset akselit teloille. Takatelan akseli ei kuitenkaan mallinnetussa koekoneessa kulje suoraan telan keskipisteelle, vaan välissä on kaksi ristiniveltä, jotta takatelaa voidaan liikuttaa rullan koon muuttuessa. Akselivärähtely voi olla merkittävä tekijä translaatiovärähtelyissä, joten akselin jäykkyys ja vaimennus rotaatiosuunnassa on huomioitava mallissa. Lisäksi akseleiden jäykkyys voi rajoittaa käytettäviä taajuuksia värähtelyn vaimennuksessa. Toisen kertaluvun järjestelmänä rotaatio-jousi-vaimennin tuottaa resonanssin, joka voi herätä ja aiheuttaa voimakkaita värähtelyitä. Kardanit voivat lisäksi tuottaa välyksen, joka aiheuttaa epäjatkuvuutta siirtyvissä momenteissa. Tämä tulee etenkin suuritaajuisia periodisia momentteja tuottaessa rajoittavaksi tekijäksi säätimelle. Jonkin verran kardanin vaikutusta voidaan rajata käyttämällä suurempia rullausvoimia, jolloin summamomentti ei muuta merkkiään ja vällys ei pääse vaikuttamaan momentin siirtymiseen. Nivel- eli kardaaniakseli vaikuttaa pyörimisnopeuteen myös oman epälineaarisen kinematiikkansa mukaan aiheuttaen nopeudessa pientä oskillointia, mutta vaikutus pienillä nivelkulmilla approksimoidaan vähäiseksi.

Telat ajatellaan jäykiksi pistemassainertioiksi. Ne ovatkin alimmilta rotaatio-ominaistaajuuksiltaan selvästi korkeammalla ominaistaajuudella kuin akselit, eikä niiden poikkisuuntaisia taipumisia käsitellä siksi. Kuvassa 4 näkyy välityksen inertia, vaihdelaatikko, jossa tosin tässä leikkurissa suhde on 1:1, sekä kiertojousi ja -viskoosivaimennin. Välys kardaanista tulisi näiden jatkoksi, mutta sen vaikutus laskennan nopeuteen oli niin ratkaiseva, että sitä ei käytetä, koska se selitää suurta osaa prosessin dynamiikasta myöhempien mittausten perusteella. Välyksen avulla voidaan luultavasti määrittää maksimaalinen käytettävä vahvistus. Niin kauan kuin rullausvoiman tuottamiseen käytetty momentti on suurempi itseisarvoltaan kuin momentissa esiintyvät muut häiriöt, ei momentin suunnan pitäisi vaihtua, jolloin oletus välyksettömyydestä on realistinen.



Kuva 4: Akselivälitys moottorilta telalle

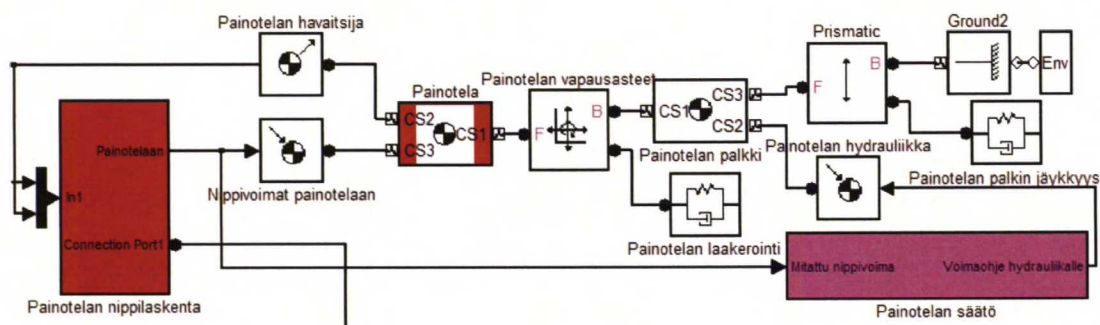
## 2.2.7 Telojen liike

Kantotelat on laakeroitu paikoilleen päistään kiinteästi. Koska telojen värähtelyt ratkaisevat pitkälti rullan värähtelyn erilaiset moodit, on niiden kiinnitykset mallinnettava myös. Teloille saadaan impulssikokeilla määritettyä vaimennuskertoimet ja ominaistaajuuudet, ja niiden avulla laskettua laakeroinneille vastaavasti eri suuntiin jousi- ja vaimennusvakiot. Lisäksi telojen sijainnit on otettava huomioon. Kaikki koneet eivät ole symmetrisiä, vaan usein toinen teloista voi olla toista suurempi ja eri korkeudella. Telarako voi myös vaihdella. Geometria huomioidaan kontaktia kuvaavissa m-koodi -lohkoissa. Kappaleiden sijainnit saadaan SimMechanicsin mallinnuksesta, mutta niiden väliset kontaktit täytyy toteuttaa m-



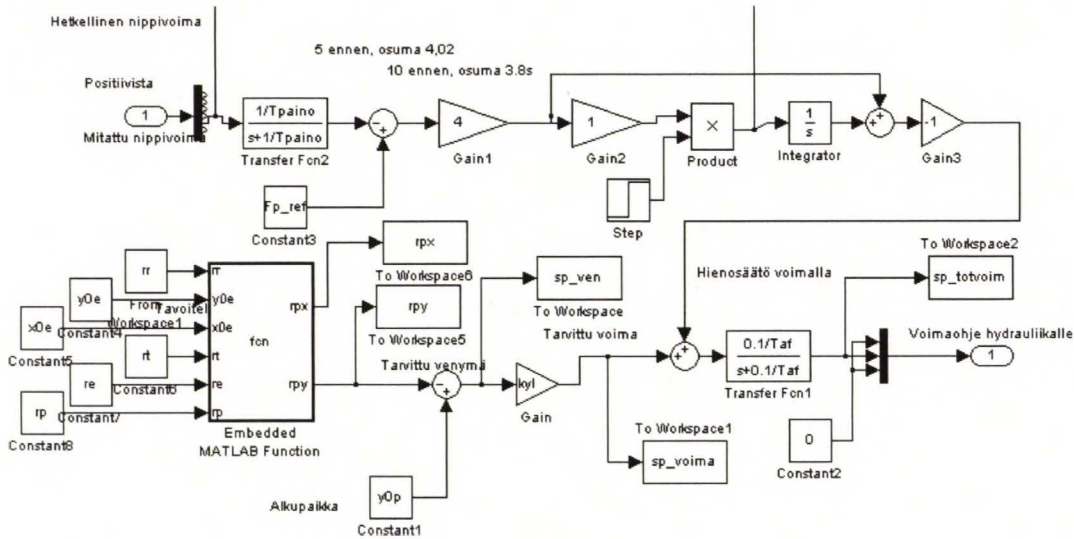
koodilla. Telojen liikkeiden jäykkyyksien toteutus SimMechanicsin puolella käy ilmi myöhemmin kuvasta 8.

Painotelat on laakeroitu kiinni painotelapalkkiin, joka taas on hydraulisylintereiden varassa kiinni johteessa koneen rungossa. Painotelapalkki liikkuu rullan muuttuvan koon mukaan ja varmistaa myötä- ja takaisinkytkennän avulla sopivan nippivoiman, jolla rullaa painetaan kantoteloja vastaan. Sekä painotelan että palkin kiinnitysten jäykkyydet ja vaimennukset on huomioitu. Painotelan myötäkytkentä tehdään geometrian ja rullan koon perusteella ja takaisinkytkentä tehdään voiman erosuureen perusteella. Kuvassa 5 näkyy painotelan palkin ja painotelan SimMechanics-malli. Prismatic-liitos kuvaa kiskoilla liikuvaa painotelapalkkia, ja siinä on kiinni Planar-tyyppisesti pyörivä painotela. Painotelan palkkiin vaikuttavat painotelan voimien lisäksi painotelan säädöltä tuleva toimilaitteen aiheuttama voima.



### Kuva 5: Painotelan ja sen palkin SimMechanics –malli

Painotelan paikka- ja voimasäätö on esitetty kuvassa 6. Sulautetussa Matlab-lohkossa lasketaan geometriasta tarvittavat siirtymät. Ne toimivat järjestelmässä myötäkytkentänä. Tarkemman voimasäädön toteuttaa niiden yläpuolella yksinkertainen voiman erosuureesta tehty PI-säätö. Lopuksi voimaohjetta suodatetaan, jotta sylinterin toteuttamat liikkeet olisivat rauhallisempia, eikä painotela aiheuttaisi suuria piikkejä kontaktivoimissa. Malli on karkea yksinkertaistus todellisesta säätimestä eikä huomioi esimerkiksi käytössä olevan digitaalihydrauliikan dynamiikkaa lainkaan. Tämä approksimaatio riitti kuitenkin tuottamaan oikeat moodit validoitaessa painotelalle ja toisaalta mahdollistaa kasvavan rullan huomioinnin myöhemmässä tutkimuksessa.



Kuva 6: Painotelapalkin voima- ja paikkasäädöt

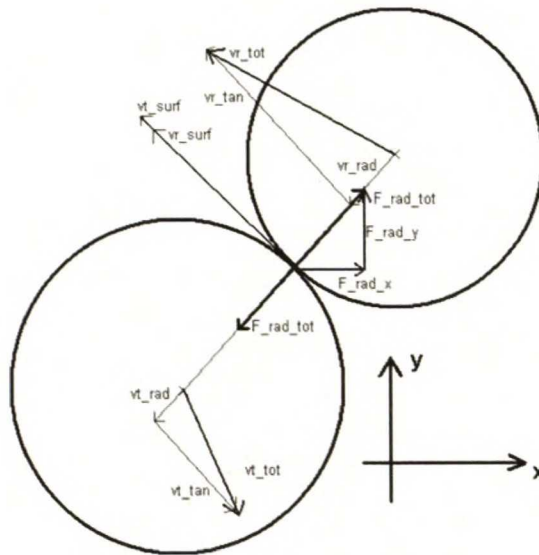
## 2.2.8 Nipin fysiikka ja malli

Telan ja rullan kontaktialuetta kutsutaan yleisesti nimellä nippi. Nipissä paperi ja telan metalli tai kumipinta ovat vierintäkontaktissa. Erilaisia nippimalleja on kehitetty runsaasti, mutta värähtelymekaniikan mallintamiseen riittää yksinkertainen jousivaimennin –malli (Jorkama, 1998). Tela ja/tai rulla voivat joustaa säteen suuntaisessa kontaktissa, ja tämä jousto aiheuttaa lineaarisesti puristumaan verrannollisen pois työntävän voiman. Lisäksi liikettä vastustaa suoraan liikkeen nopeuteen verrannollinen voima, viskoosivaimennus. Radiaaliset nippivoimat tukevat rullan kolmen telan väliin. Sekä jousi- että vaimennusvakio ovat kokeellisesti määritettäviä suureita, eikä niiden tarkkoja arvoja eri tilanteissa voida tietää. Todellisuudessa ne riippuvat myös paperirullan tilasta eivätkä täten tuota vakiokertoimisia siirtofunktioita. Tämä on huomioitava myöhemmin paperin kanssa tehtävissä tutkimuksissa. Yksinkertaistuksena kuitenkin ajatellaan nämä parametrit vakioiksi, mutta huomioidaan mahdollisina virhelähteinä. (Jorkama, 1996, s. 12-16)

Rullalla voi liikkeessaan olla radiaalisten nopeuserojen lisäksi tangentialisia nopeuseroja telojen kanssa kontaktialueessa. Myös muutamalla nopeasti telojen momentteja voidaan hetkellisesti saada aikaan telojen ja rullan pintanopeuksiin eroja. Koska rullan pyöriminen kiihtyy telojen lähtiessä pyörimään, tulee tämä tangentialinenkin voiman ja momentin siirtymä mallintaa. Mikäli oletettaisiin, että kyseessä olisi jäykkä kinemaattinen ehto täsmälleen samoista tangentin suuntaisista



pintanopeuseroista kontaktialueessa, eli pintojen välillä ei voisi olla nopeuseroa, vähenisivät nipin vapausasteet yhdellä. Tällöin konesuuntainen liike olisi aina lineaarikombinaatio kahdesta radiaalisesta puristumasta, eikä rullan konesuuntaiseen liikkeeseen voisi vaikuttaa telojen rotaatiolla. Sen vuoksi oletetaan myös tangentialisessa suunnassa tapahtuvan pintasiirtymän aiheuttavan palauttavan jousivoiman, sekä pintanopeuseron aiheuttavan nopeutta vastustavan vaimentavan voiman. Ajatellaan, että kontaktissa olevassa nipissä pintojen nopeusero aiheuttaa puristuman lieriöiden pinnan tangentin suuntaan kuitenkin niin, että kontakti säilyy. Tällöin tämä puristuma käyttäytyy analogisesti vastakkainpuristumisen kanssa. Myös tangentialisessa suunnassa olevat jousi- ja vaimennusvakiot ovat kokeellisesti määritettäviä suureita ja riippuvat suuresti telojen pinnoitteesta ja rullan materiaalista. Näiden kahden komponenttivoiman summat määräävät täysin rullan ja telojen väliset siirtyvät momentit ja voimat. Kuvassa 7 on esitetty kaksi sylinterimäistä kappaletta nopeuksineen ja nipissä esiintyvät voimat ensin radiaali- ja tangentialikomponentteihin jaettuina ja ne vielä  $x$ - ja  $y$ -komponenteiksi hajoitettuina. Nimeämisessä  $r$  viittaa rullaan,  $t$  telaan,  $v$  on nopeus ja  $F$  on voima. Rad tarkoittaa radiaalista komponenttia, tan tangentialista ja surf pintanopeutta.

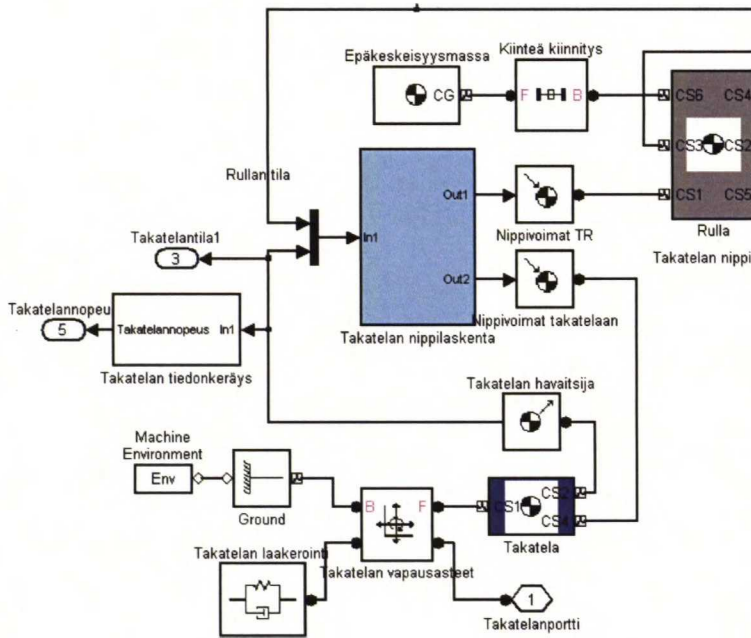


Kuva 7: Telan ja rullan nopeusvektorit komponentteineen sekä kontaktissa esiintyvät voimat komponenteiksi jaettuina

Kuvassa 8 on SimMechanics-kaavio, jolla rullan ja telan välinen voima lasketaan. Lohkot Takatela ja Rulla kuvaavat vastaavia pistemassainertioita. Niiden ja



nippivoiman laskentalohkon välillä käytetään aktuaattori- ja havaitsijalohkoja, joilla kontaktivoimat määritetään. Lisäksi telan laakerointi alustaan näkyy kuvan vasemmassa alareunassa jousi-vaimennin -symbolina. Nippivoimien laskentalohkon toiminta on periaatteeltaan kuvan 7 määrittelyn mukainen, ja sen yhtälöt johdetaan seuraavassa osassa. Se on kuvassa nimellä nippilaskenta ja koostuu m-koodista ja Simulink-lohkoista.



Kuva 8: Takatelan ja rullan välisen nippivoiman laskenta SimMechanicsissa

Seuraavaksi johdetaan yhtälöt, joilla nippivoimien laskenta tapahtuu nippilaskentalohkossa. Ensimmäiset kaksi yhtälöä määrittävät telan ja rullan väliset voimat. Loput kappaleen yhtälöistä kuvaavat, miten niiden osat ratkaistaan tunnetuista suureista.

Radiaalinen nippivoima lasketaan yhtälöllä,

$$F_{radtot} = k(d - r_r - r_t) + c(v_{r_{rad}} - v_{t_{rad}}) \quad (1)$$

jossa ensimmäinen termi on jousivoima ja toinen termi on vaimennusvoima. Puristuma telan ja rullan välillä saadaan säteistä  $r_r$  ja  $r_t$  sekä niiden välisestä etäisyydestä  $d$ . Nopeusero saadaan radiaalisten nopeuskomponenttien  $v_{r_{rad}}$  ja  $v_{t_{rad}}$  eroista. Kertoimet  $k$  ja  $c$  ovat jousivakio ja vaimennusvakio kyseiselle kontaktille.

Tangentiaalinen eli pinnan suuntainen voima taas saadaan seuraavasta yhtälöstä,

$$F_{surf} = k_s S_{surf} + c_s \Delta v_{surf} \quad (2)$$

jossa ensimmäinen termi on nopeuserosta aiheutuva vaimennusvoima ja toinen taas pintasiirtymästä aiheutuva palauttava voima. Pintojen nopeusero on merkitty tässä  $\Delta v_{surf}$  ja pinnan suuntainen puristuma  $S_{surf}$ . Jälleen  $k_s$  ja  $c_s$  ovat jousi- ja vaimennusvakiot.

Pintasiirtymä saadaan integroimalla nopeuseroa pinnassa, eli sen muutos on suoraan pinnanopeusero,

$$\frac{d}{dt} S_{surf} = \Delta v_{surf} \quad (3)$$

Pintasiirtymä kuitenkin aina saa arvon nolla, jos nippi irtoaa. Mallissa tämä on toteutettu integraattorina, jossa on nolausehto.

Pyörimisestä aiheutuvat pinnanopeudet määräytyvät suoraan säteen  $r_t$  tai  $r_r$  ja kulmanopeuden  $\omega_t$  tai  $\omega_r$  tulona:

$$v_{t_{surf}} = \omega_t r_t \quad (4)$$

$$v_{r_{surf}} = \omega_r r_t \quad (5)$$

Pintojen välinen nopeusero muodostuu rotaation lisäksi rullan ja telan suhteellisesta translaationopeudesta. Nopeuseron pinnansuuntainen komponentti on eri rullien nopeuksien pinnansuuntaisten komponenttien erotus.  $\Delta v_{surf}$ :lla merkitään nopeuseroa kahden pinnan välillä, ei pinnanopeuden muutosta ajassa. Tangentiaaliset nopeuskomponentit ovat kappaleiden liikkeistä johtuvia. Niiden laskenta esitellään myöhemmin. Kokonaisuudessa siis pinnanopeuksien ero on:

$$\Delta v_{surf} = v_{t_{surf}} - v_{r_{surf}} + v_{t_{tan}} - v_{r_{tan}} \quad (6)$$

Lopulliset laskennassa käytettävät voimat joudutaan vielä jakamaan  $x$ - ja  $y$ -suuntaisiin komponentteihin SimMechanicsin toimilaitelohkon toimintaperiaatteen vuoksi. Jakamisen voi tehdä joko trigonometristen funktioiden tai vektoreiden projektiokaavojen avulla. Tässä valittiin käytettäväksi vektoreiden projektiokaavat. Rullan  $x$ -suuntaiset voimat muodostuvat radiaalisen sekä tangentiaalisen jousivoiman  $x$ -suuntaisista komponenteista ja vaimennusvoimasta, eli yhteensä neljästä komponentista. Radiaalisissa osissa vaikuttavina parametreinä ovat uppoumat ja

kohtisuorat liikekomponentit sekä paperin painautumisen fysikaaliset parametrit. Tangentiaalisissa komponenteissa vaikuttavat rullien kosketuspinnan suuntainen nopeuskomponentti sekä rullien pyörimisnopeudet. Myös näille tangentiaalisille jousivoimennin -järjestelmille on omat parametrinsa. Merkit määreytyvät aina niin, että jousivoimat ovat tasapainopisteeseen palauttavia ja vaimenninvoimat liike-eroja vaimentavia. Vastakkaiset epäfysikaaliset valinnat johtavat epästabiilisuuksiin. Valintoja on tarkastettu yksikkötesteillä, kuten esimerkiksi pudottamalla simulaattorissa rullia paikallaan oleville tai pyöriville yksittäisille teloille ja tarkkailemalla toiminnan realistisuutta.

Tässä kaavassa

$$F_{x_{jousi}} = \frac{x_r - x_t}{\sqrt{((x_r - x_t)^2 + (y_r - y_t)^2)}} K_{tr} k_{tr} d_{tr} \quad (7)$$

jousivoiman  $x$ -komponentin suuruus määreytyy suoraan siitä, miten suuri osa vektorin kokonaispituudesta on  $x$ -suuntaista. Komponentti lasketaan Pythagoraan lauseella. Myös voiman merkki tulee suoraan yhtälön osoittajasta. Osamäärän jälkeisessä kertoimessa  $K_{tr}$  kuvaa kontaktia ja saa arvon 1, mikäli kontakti on ja arvon 0, mikäli sitä ei ole.  $K_{tr}$ -kerrointa käytetään, jottei negatiivisilla uppoumilla olisi palauttavaa vaikutusta, kun taas  $k_{tr}$  kuvaa jousivakiota ja  $d_{tr}$  kuvaa uppouman määrää.

Seuraavaksi määritellään radiaalinen kitkavoima. Rullan normaalin suuntaisen nopeuden  $x$ -komponentti saadaan projisoimalla nopeus normaalin suuntaiselle suoralle  $x_{diff}$  kuvan 7 mukaisesti. Projektio saadaan yhtälöllä:

$$V_{normx_{rulla}} = \frac{x_{diff}V_{x_r} + y_{diff}V_{y_r}}{x_{diff}^2 + y_{diff}^2} x_{diff} \quad (8)$$

Telan normaalin suuntaisen nopeuden komponentin  $x$ -komponentti saadaan vastaavasti, mutta se on negatiivinen  $x_{diff}$  :n määritelmän,  $x_r - x_t$ , vuoksi.

$$V_{normx_{tela}} = \frac{-x_{diff}V_{x_{tela}} - y_{diff}V_{y_{tela}}}{x_{diff}^2 + y_{diff}^2} x_{diff} \quad (9)$$

Normaalin suuntaisten nopeuksien  $x$ -komponenttien kokonaisero on rullan nopeuden ja telan nopeuden erotus:



$$V_{normx_{tot}} = V_{normx_{rulla}} - V_{normx_{tela}} \quad (10)$$

Kitkan  $x$ -komponentti saadaan laskettua tämän kokonaisnopeuden avulla (11).

$$F_{x_{kitka}} = -K_{tr}c_{tr}V_{normx_{tot}} \quad (11)$$

Näillä kaavoilla (7)-(11) on ratkaistu tarvittavat radiaalisen voiman  $x$ -komponentit sekä jousivoiman, että vaimennusvoiman osalta. Vastaavasti voidaan ratkaista  $y$ -komponentit. Seuraavaksi lasketaan vastaavasti tangentialiset voimat.

Nipissä välittyy voiman lisäksi myös momenttia, joka aiheuttaa pyörimisen. Rotaation ja translaation välittymisessä on yhteisenä tekijänä se, että ne johtuvat tangentialisista voimista. Radiaalinen voima ei vaikuta momentin siirtymiseen, sillä se siirtyy massakeskipisteen leikkaavalla akselilla. Myös momentin siirtymisessä kontakti on välttämätön ehto. Momentin siirtyminen tapahtuu lineaarisen jousivaimennin -yhteyden kautta. Kontaktissa olevien pintojen välille lasketaan nopeus ja kontaktin pituudelta nopeuden integraali eli poikkeama. Näiden avulla voidaan laskea kontaktivoima, joka on suoraan muutettavissa momentiksi säteiden avulla. Sen suuruus saadaan seuraavista kaavoista

$$M_r = F_{surf}r_r \quad (12)$$

$$M_t = F_{surf}r_t \quad (13)$$

yhdessä kaavan (2) kanssa.

Aikaisemmin laskettuja normaalin suuntaisia liikkeen  $x$ - ja  $y$ -komponentteja, kaavat (8) ja (9), voidaan hyödyntää tässäkin, kun tiedetään, että tangentialiset, eli kehän suuntaiset, nopeudet saadaan näiden ja kokonaisnopeuksien erotuksista. Sen jälkeen voidaan laskea kokonaisnopeus yhdistämällä komponentit. Jokaisessa tilanteessa aina tarkkaillaan kappaleiden välistä nopeuseroa, sillä se ratkaisee siirtymät. Suure  $\dot{S}_{tr}$  kuvaa rullan ja takatelan välistä tangentialista pintojen nopeuseroa. Se muodostuu sekä rotaation että translaation aiheuttamista komponenteista. Sen integraali kultakin kontaktin ajalta on poikkeama  $S_{tr}$ , joka määrittää jousivoiman. Tärkeää on myös huomata, että pintojen siirtymä  $S_{tr}$  ja siirtymän muutosnopeus, eli pintojen nopeusero  $\dot{S}_{tr}$ , eivät muodostu ainoastaan rullien pyörimisnopeuksien eroista, vaan niihin vaikuttaa myös rullien liikkeiden tangentialikomponentin erotus. Esitellään kehällä

vaikuttavan voiman normaalin suuntaisen osan laskenta  $x$ -komponentille.  $Y$ -komponentti lasketaan vastaavasti.

Normaalin suuntainen nopeusero lasketaan komponenteista erotuksella,

$$V_{normx_{tot}} = V_{normx_{rulla}} - V_{normx_{tela}} \quad (14)$$

jossa kehän suuntaisen nopeuden  $x$ -komponentti rullalle on rullan  $x$ -suuntaisen nopeuden kokonaiskomponentin ja sen normaaliosuuden erotus. Siis kokonaiskomponentti muodostuu osakomponenttien summista. Edelleen rullalle kehänopeuden  $x$ -komponentti saadaan kaavasta:

$$V_{kehx_{rulla}} = V_{x_{rulla}} - V_{normx_{rulla}} \quad (15)$$

Telalle pätee sama lainalaisuus:

$$V_{kehx_{tela}} = V_{x_{tela}} - V_{normx_{tela}} \quad (16)$$

Kokonaisnopeusero kehällä  $x$ -suuntaan on rullan ja telan vastaavien komponenttien erotus kuten kaavassa (17) on esitetty:

$$V_{kehx_{tot}} = V_{kehx_{tela}} - V_{kehx_{rulla}} \quad (17)$$

Kokonaisnopeus, kaava (18), on komponenttien neliöiden summan neliöjuuri, koska kyseessä on suorakulmainen koordinaatisto. Suunta saadaan  $x$ -komponentin suunnasta kyseisellä geometrialla:

$$V_{kehtot_{tot}} = \text{sign}(V_{kehx_{tot}}) \sqrt{V_{kehx_{tot}}^2 + V_{kehy_{tot}}^2} \quad (18)$$

Yhdistetään vielä tulokset kaavoista (4), (5), (6) ja (18) lopullisen kehänopeuseron laskentaan:

$$\Delta v_{surf} = \omega r_t - \omega_r r_t - V_{kehtot_{tot}} \quad (19)$$

Toimilaitelohkoa varten vielä jaetaan kaavan (2) voimat  $x$ - ja  $y$ -suuntiin kulman avulla:

$$\beta = \arccos \left( \frac{x_t - x_r}{\sqrt{x_{diff}^2 + y_{diff}^2}} \right) \quad (20)$$

$$F_{surf_x} = F_{surf} \sin(\beta) \quad (21)$$

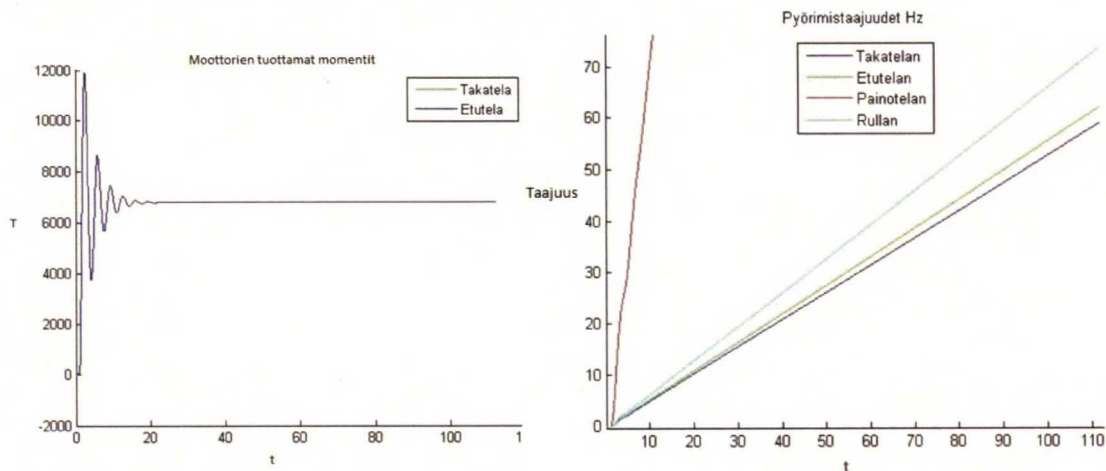
$$F_{surf_y} = F_{surf} \cos(\beta) \quad (22)$$

Näin on ratkaistu tarvittavat suureet, ja nipin dynamiikka on oletusten mukaisesti toteutettavissa Simulinkilla.

## 2.2.9 Avoimen järjestelmän simulointituloksia mallilla

Mallin toimivuutta voidaan kokeilla lisäämällä epäkeskinen paino rullaan ja kiihdyttämällä sitä hitaasti eri taajuuksien läpi. Näin eri resonanssitaajuuksilla pitäisi ilmetä piikkejä siirtymissä. Mallissa käytettiin vastaavia parametrejä kuin ADAMS-mallilla, jotta toiminnan yhdenmukaisuutta voidaan verrata. Ajossa kiihdytettiin rulla vakiomomentilla nollataajuudesta noin 60 Hz taajuuteen, jotta nähtäisiin mahdollisimman monta resonanssia, eli värähtelyn herännyttä moodia, vaikka korkeimmat taajuudet eivät enää leikkureiden käyttöalueella olekaan.

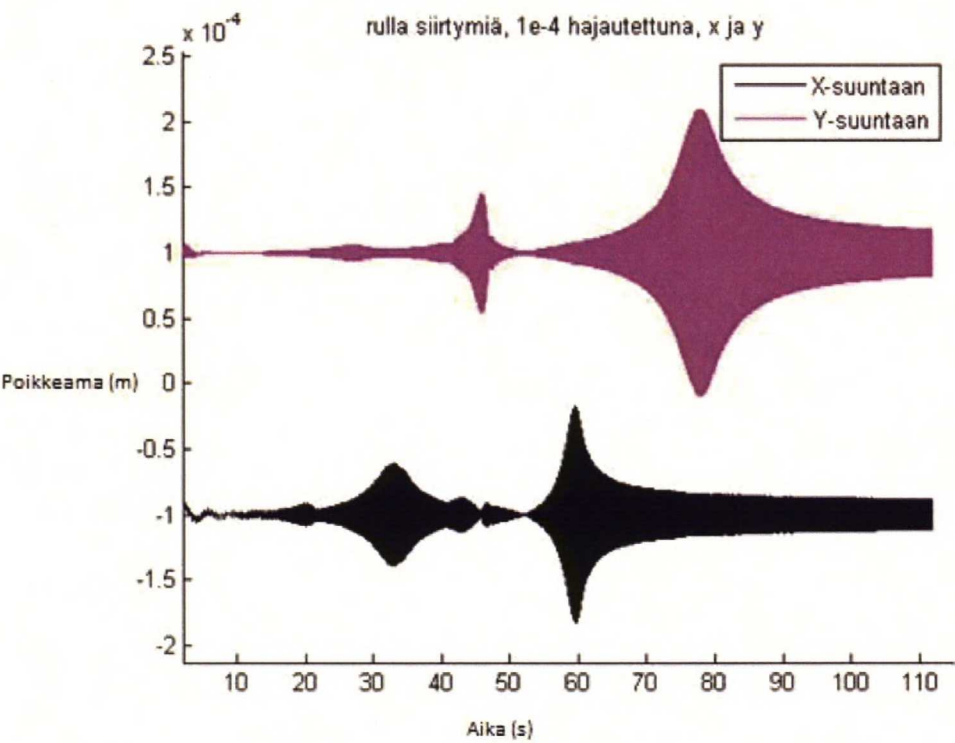
Kiihdytyksen muoto käy ilmi kuvista 9 ja 10.



Kuvat 9 ja 10: Moottorin tuottama momentti ja eri komponenttien pyörimistaajuuudet

Tällä ajolla saatiin aikaan rullalle kuvassa 11 esitetyt siirtymät tasapainopisteistään. Kuvan selkeyden vuoksi kuvaajia on siirretty 0,1 mm nolasta erilleen.





Kuva 11: Rullan siirtymät tasapainopisteestään ajan funktiona

Siirtymissä on selvästi nähtävissä useita erisuuntaisia resonanssipeikkejä. Näistä alin on noin 20 s kohdalla esiintyvä x-suuntainen resonanssi, joka on tutkimuksen kannalta mielenkiintoisin, sillä se osuu normaalille leikkurin ajonopeudelle. Loput resonanssit ja niiden tarkemmat sijainnit ovat taulukossa:

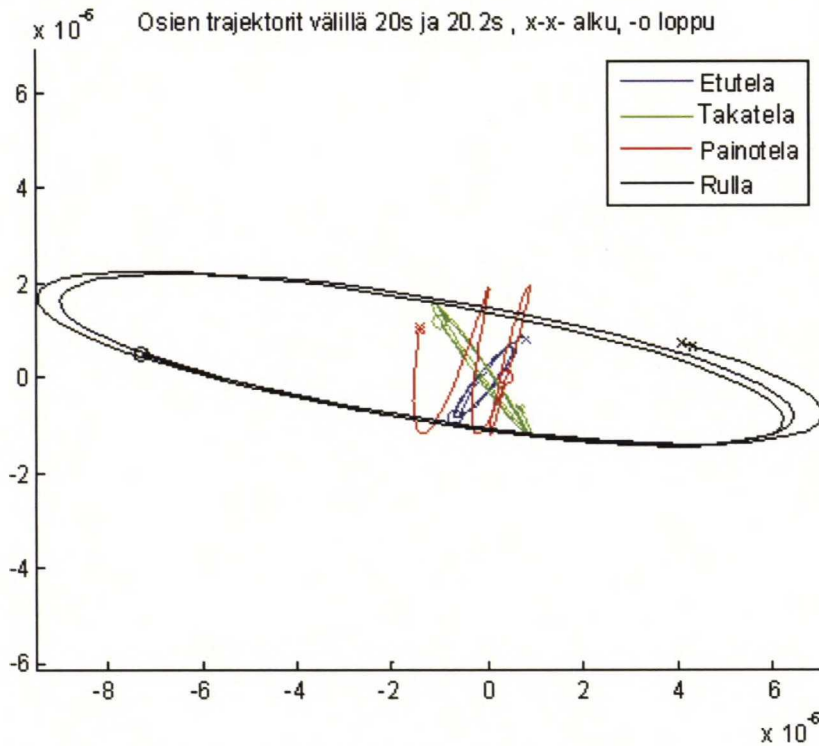
Taulukko 1: Vakiokiihtyvyydellä ajatun taajuusvasteen eri moodit

Hetkellä:	Taajuudella:	Suureessa:
20s	12,6 Hz	Rulla x
27s	17,43 Hz	Rulla y
33s	21,3 Hz	Rulla x
46s	29,9 Hz	Rulla y
60s	39,11 Hz	Rulla x
78s	52,4 Hz	Rulla y

Melko vastaavat resonanssit löytyivät myös ADAMS-ajoista. Niitä kuitenkin vertailtiin vain silmämääräisesti, koska nipin mallinnus oli hieman erilainen malleissa.

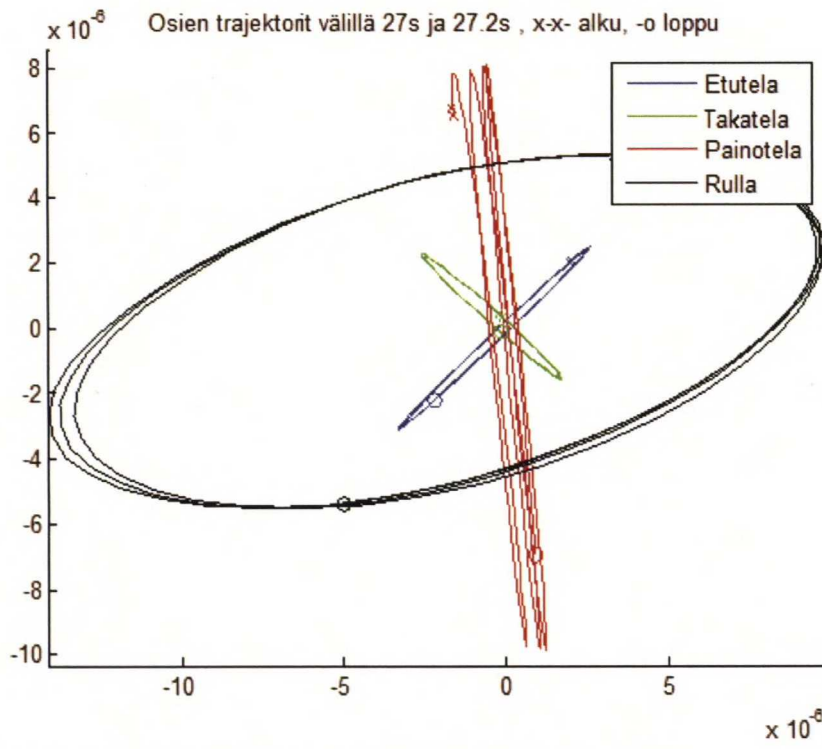
Ensimmäinen löytynyt resonanssi noin 12,6 Hz kohdalla (1670 m/min) on muodoltaan kuvan 12 mukainen. Kuvassa on kunkin komponentin trajektori oman

tasapainoasemansa ympärillä saman 0,2 sekunnin ajalta. Rullan liike on suhteessa suurinta, ja se tapahtuu konesuunnassa. Painotela heiluu rullan yläpuolella ja kantotelat rullan mukana. Liikkeen amplitudi on tässä hyvin pientä, koska suuren taajuuskaistan saavuttamiseksi jouduttiin käyttämään pientä massaa, jotta järjestelmä ei menisi epästabiiliksi suurilla nopeuksilla. Todellisuudessa rullan pinnan epätasaisuudet peittäisivät näin pienellä epäkeskisyydellä heränneet liikkeet.



Kuva 12: Telojen ja rullan poikkeamatrajektori tasapainopisteestään

Toinen löytynyt moodi on selvästi erilainen kuin ensimmäinen, kuten kuvia 12 ja 13 vertaamalla käy ilmi. Siinä rulla tekee lähes ympyrässä liikettä, mutta painotela pomppii rullan päällä pystysuoraan. Tämä moodi on noin 17,4 Hz kohdalla, mikä vastaa ajonopeutena 2300 m/min käytetyllä halkaisijalla. Näin suuriin nopeuksiin ei vielä ole testikoneella käytetyllä kumipinnoitteisella rullan korvikkeella päästy, mutta olisi mielenkiintoista tutkia, onko myös toinen resonanssi samalla taajuudella kuin mallissa.



Kuva 13: Telojen ja rullan poikkeamatrajektori tasapainopisteestään



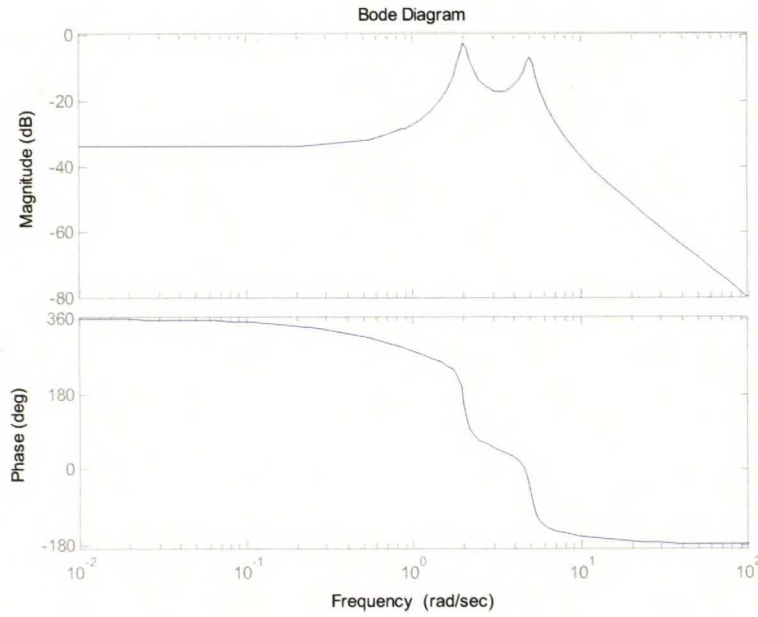
### 3. Mekaaninen värähtely ja vaimennus

#### 3.1 Värähtelyn vaimennuksen teoriaa

##### 3.1.1 Vapaa vaste ja pakkoherätteinen järjestelmä

Mekaanisen värähtelyn analyysin peruskomponenttina voidaan pitää ideaalista jousi-massa –järjestelmää. Lineaarinen jousi yhdessä massan kanssa voidaan mallintaa toisen kertaluvun vaimentamattomana dynamiikkana, jota kuvaavat vahvistus ja ominaistajuus. Mikäli järjestelmään liitetään lineaarinen viskoosivaimennus, muuttuu järjestelmän ominaistajuus, ja lisäksi järjestelmään tulee vaihesiirto. Vaimentamattoman järjestelmän vaste on transientin jälkeen aina harmoninen liike, mutta vaimennettu järjestelmä voidaan luokitella kolmeen eri luokkaan. Heikosti vaimennettu järjestelmä värähtelee eksponentiaalisesti vaimenevasti, kriittisesti vaimennettu järjestelmä konvergoi eksponentiaalisesti värähtelemättömänä. Ylivaimennettu järjestelmä myöskin konvergoi, mutta hitaammin kuin kriittisesti vaimennettu.

Mikäli herättävä signaali on itse harmoninen, muuttuu tilanne ratkaisevasti. Lineaarinen järjestelmä värähtelee herätteen taajuudella, mutta vahvistus on taajuusriippuvainen. Vaimentamaton järjestelmä saa resonanssissaan äärettömän vahvistuksen, ja vaimennettukin järjestelmä voi tuottaa piikin, jossa vahvistus voi olla useita kertoja suurempi kuin muilla taajuuksilla. Mikäli tutkittavan ilmiön dynamiikka koostuu useammasta toisen kertaluvun järjestelmästä, tulee resonansseja yksi kutakin järjestelmää kohden, kuten kahden resonanssin Bode-diagrammista, kuva 14, havaitaan. Resonanssissa myöskin vaihe muuttuu voimakkaasti. Tämä tulee olemaan tärkeä säätöä vaikeuttava tekijä.



Kuva 14: Kahden resonanssin järjestelmä

Toinen soveltuva analogia oletettua rullan konesuuntaista pakkovärähtelyä kuvaamaan on tasapainottamaton roottorimalli. Siinä roottorin massa  $m$  on kiinnitetty usein pienempi massa  $m_0$  etäisyydelle  $e$  massakeskipisteestä  $m$ . Mikäli roottorin liike on rajoitettu kiskoilla vain yhteen suuntaan, tässä  $x$ , ja roottorin varren taipuman ajatellaan olevan pieni, voidaan massan liike johtaa seuraavasti. Roottori pyörii kulmanopeudella  $\Omega$ , jolloin epäkeskisyyden aiheuttama voima on (Lähtenmäki, 2007):

$$F_{exentr} = m_0 e \Omega^2 \sin(\Omega t) \quad (23)$$

Tällöin järjestelmän liikeyhtälöksi tulee:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = m_0 e \Omega^2 \sin(\Omega t) \quad (24)$$

Tämän yhtälön erikoisratkaisu on muotoa:

$$x_p = X \sin(\Omega t - \varphi) \quad (25)$$

jossa amplitudi  $X$  ja vaihe  $\varphi$  ovat

$$X = \frac{m_0 e \Omega^2 / k}{\sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)^2 + \left(2\xi \frac{\Omega}{\omega}\right)^2}} \quad (26)$$

ja

$$\varphi = \arctan\left(\frac{2\xi\frac{\Omega}{\omega}}{1-\frac{\Omega^2}{\omega^2}}\right). \quad (27)$$

$\xi$  on tässä järjestelmän vaimennussuhde ja  $\omega$  on ominaiskulmataajuus.

Tässä ratkaisussa palataan lopulta samaan toisen kertaluvun harmonisesti herätettyyn pakkoliikkeeseen kuin jousimassa-analogiassakin. Suoria analyttisiä tuloksia ei kuitenkaan mallinnuksessa pystytä hyödyntämään nippikontaktien epäjatkuvan luonteen vuoksi. Jatkossa on tarkoitus tehdä tilaesitysmalli kuvaamaan rullausta, ja siihen tästä voi olla apua.

### 3.1.2 Passiivinen ja aktiivinen vaimennus

Värähtelyn vaimennuksella tarkoitetaan erilaisia keinoja vähentää prosessissa esiintyviä periodisia häiriöitä. Tyypillisesti keinot jaetaan passiivisiin, puoliaktiivisiin ja aktiivisiin menetelmiin. Passiiviset menetelmät ovat usein mekaanisia parametrien valintoja siten, että järjestelmän ominaistajuuDET eivät osu pahasti toiminta-alueelle. Yhden vapausasteen lineaarisen vaimennetun heilurin resonanssia voidaan muuttaa valitsemalla vaimentamaton ominaistajuus ja vaimennus sopivasti. Ominaisajuus on verrannollinen järjestelmän jousivakion ja massan käänteisluvun neliöjuureen. Tällöin vaimennettu ominaistajuus  $\omega_d$  noudattaa kaavaa,

$$\omega_d = \omega_r \sqrt{1 - \xi^2}, \quad (28)$$

missä vaimennussuhde on

$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{km}}. \quad (29)$$

Mikäli ainakin jokin parametreistä jousivakio  $k$ , massa  $m$  tai vaimennusvakio  $c$  on valittavissa, voidaan järjestelmän vaimennettua ominaistajuutta muuttaa. Myös toisen jousi-vaimennin –järjestelmän liittäminen ensimmäiseen muuttaa selvästi prosessin käytöstä. (Inman, 2009)

Passiivista värähtelyn vaimennusta voi käyttää myös useamman vapausasteen monimutkaisemmille järjestelmille. Laskenta muuttuu monimutkaisemmaksi



kertaluvun kasvaessa, mutta tehokkaita matriisialgebran keinoja analyttisiin ratkaisuihin on tarjolla. Lisäksi simuloimalla voidaan mallintaa myös helposti tällaisia järjestelmiä. Passiiviset menetelmät ovat olleet pitkään osa värähtelyn vaimennusta leikkureissa, eikä tässä työssä yritetä mallintaa niitä tarkemmin. Monenlaiset vaimennuspesät telojen laakerointien alla ovat olennainen osa koneiden suunnittelua. Myös epälineaarisille järjestelmille on tehty simulointimalleja. (Inman, 2009)

Puoliaktiivinen värähtelyn vaimennus on idealtaan samanlainen kuin passiivinen vaimennus, mutta käytettävät parametrit, kuten jäykkyydet, vaimennukset tai massat, voivat muuttua kesken prosessin. Tämä voidaan toteuttaa toimilaitteilla, esimerkiksi hydraulisylintereillä, muuttamalla koneen tukipisteiden jäykkyyksiä. Myös puoliaktiivisia menetelmiä on tutkittu paljon leikkuritärinöiden vaimennuksessa.

Aktiivinen värähtelyn vaimennus on toimilaitteilla tehtävää ohjattua energian tuomista järjestelmään. Värähtelynvaimennukseen on useita algoritmeja aina lähtien myötäkytkennästä PID-takaisinkytkennän kautta napojenasettelumenetelmiin. Myös useita erilaisia adaptiivisia menetelmiä on kehitetty. Eräitä tunnettuja keinoja esitellään seuraavissa kappaleissa tarkemmin. (Inman, 2006)

### 3.1.3 Aktiivisen vaimennuksen keinoja

Teoriassa yksinkertaisten jousi-massa-vaimennin -järjestelmien takaisinkytketty säätö on tehokas ja toimiva tapa hallita värähtelyitä, kun toimilaitteita ja mittauksia on käytettävissä mielivaltaisesti. Yhden vapausasteen järjestelmän tapauksessa PD-säädin on tilatakaisinkytkentä ja mahdollistaa napojen asettelun (Inman, 2009, s. 445). Esimerkiksi valitsemalla säätölaki

$$u = -g_1x - g_2\dot{x} \quad (30)$$

saadaan suljetulle järjestelmälle seuraavanlainen differentiaaliyhtälö:

$$m\ddot{x} + (c + g_2)\dot{x} + (k + g_1) = 0. \quad (31)$$

Systeemin navat ovat sijoitettavissa parametreilla  $g_1$  ja  $g_2$ .

Myös useamman vapausasteen järjestelmille on löydettävissä optimaalisia tilatakaisinkytkentöjä sekä täysin mitatuilla tilavektoreilla että estimaattoreillakin varustetuilla tarkkailtavilla järjestelmillä (Inman, 2006).

Näiden yleisten säätötekniikan keinojen lisäksi värähtelyn vaimennukseen on kehitetty suuri joukko kyseisiin ongelmiin soveltuvia säätömenetelmiä. Esimerkiksi yksi taajuustasossa toimiva säätö on ”Modal Control”, jossa keskitytään dynaamisen järjestelmän redusoidun mallin suurimpien ominaisarvojen, eli vahvimpien moodien, dynamiikan hallintaan. Järjestelmän moodit löydetään tekemällä järjestelmän lineaarisen tilaesityksen dynamiikkamatriisille  $A$  similaarimuunnos diagonaaliseksi Jordan-matriisiksi  $\Lambda$  kaavan (32) mukaisesti:

$$U^{-1}AU = \Lambda \quad (32)$$

missä  $U$  on löydettävissä oleva sopiva ei-singulaarinen matriisi ja  $\Lambda$  diagonaalinen ja kompleksinen, mikäli järjestelmä on alivaimennettu, jolla on samat ominaisarvot kuin  $A$ :lla.

Tällöin tilaesityksen kanssa similaari Jordan-muodossa oleva dynamiikkayhtälö on modaalisessa koordinaatistossa ja muodoltaan kaavan (33) mukainen:

$$\dot{z} = \Lambda z + U^{-1}Bu \quad (33)$$

Jos tällaiselle järjestelmälle halutaan tehdä mittausvektorin  $c$  avulla tilatakaisinkytkentä, se onnistuu seuraavasti (34),

$$u = c^T Uz, \quad (34)$$

jolloin dynamiikkayhtälö saadaan muotoon (35)

$$\dot{z} = (\Lambda + U^{-1}bc^T U)z. \quad (35)$$

Modaalinen säätö soveltuu tapaukseen, jossa pieni joukko järjestelmän navoista halutaan sijoittaa uudelleen, mutta siinä järjestelmään muodostuu helposti uusia ristikkäisvaikutuksia. (Inman, 2006)

Toinen tunnettu menetelmä on ”Positive Position Feedback”, jossa suunnitellaan säätimeen ylimääräinen toisen kertaluvun dynamiikka, johon syötetään prosessin paikatilaa herätteeksi ja joka taas syöttää oman tilansa järjestelmään herätteeksi.



Tällöin järjestelmien dynamiikat ristikkäiskytkyvät yhteisen järjestelmän jäykkyyismatriisiin kautta. Menetelmän suuri etu on se, että prosessista ei tarvita analyttistä mallia vaan siihen voidaan käyttää kokeellista rakenteen siirtofunktiota. Myöskin stabiilisuus saadaan jäykkyyden avulla, jolloin vaikeammin mitattavia parametrejä, kuten vaimennussuhdetta, ei tarvitse määrittää stabiilisuuden takaamiseksi. PPF:llä pystytään muuttamaan esimerkiksi halutun moodin vaimennusta, ja se onkin tästä syystä ajateltavissa toisena taajuustason säätötekniikkana Modal Controllin lisäksi. (Inman, 2006, s. 208)

Toinen lähestymistapa pakkoherätteisen dynaamisen järjestelmän värähtelyn vaimennukseen on se, että pyritään kumoamaan dynamiikan herättävä häiriö suoraan. Tällöin voidaan ajatella, että tavoitteena on pyrkiä identifioimaan häiriötermin  $v$  muodostava dynamiikka ja tilat sekä valitsemaan ohjaus  $u$  siten, että se kumoaa  $v$ :n vaikutuksen suoraan:

$$\dot{x} = Ax + Bu + v \quad (36)$$

Kun  $v$  on muodoltaan harmoninen, on sen sisältö kuvattavissa yksiselitteisesti amplitudilla, vaiheella ja taajuudella. Tällaiselle signaalille voidaan kirjoittaa helposti generoiva tilaesitys. Tässä ratkaisussa etuna on se, että varsinaisesti  $A$ :n dynamiikkaa ei tarvitse tuntea, jos voidaan olettaa, että järjestelmä on stabiili, koska pienentämällä  $v$ :n vaikutusta saadaan tilat kuitenkin suppenemaan. Käytännössä generoivasta tilavektorista on ainakin tunnettava ne tilat, jotka vaikuttavat  $v$ :n muodostumiseen. Seuraavassa luvussa 3.2. lähdetään näiden ajatusten pohjalta luomaan estimaattoria häiriölle ja säädintä, joka perustuu suoraan häiriön kompensointiin.

### 3.1.4 Värähtelyt leikkurissa

Kun paperikoneiden ajonopeuksia on jatkuvasti pystytty nostamaan, on riskinä, että pituusleikkureista voi tulla prosessin pullonkaula, ellei niidenkin nopeutta kyetä nostamaan. Vaikka leikkurit ajavat paperikoneita nopeammin, on niiden kapasiteetissa vaihtelua, koska yksittäiset ratakatkot voivat hidastaa paljon tuotantoa. Pituusleikkurin nopeuden nostamista rajoittavat pääasiassa erilaiset värähtelyt, jotka aiheuttavat tuotetun rullan laadun heikkenemistä, koneen osien nopeampaa kulumista ja pahimmassa tapauksessa aiheuttavat rullan lentämisen ulos koneen teloilta. Tämän



takia pituusleikkureihin on kehitetty monia erilaisia värähtelyä vaimentavia mekaanisia ratkaisuja. Pituusleikkurissa esiintyviä värähtelyjä on useaa eri tyyppiä. Telat voivat värähdellä eri tavoilla, rullat voivat värähdellä eri suunnissa ja moottoreiden ja telojen välillä voi olla akselivärähtelyjä. Usein värähtelyt ovat voimakkaimpia jonkin resonanssin ympäristössä (Zwart, 2003). Myös rullan muokkautuminen voi toimia voimakkaana häiriölähteenä, mikäli muokkautuminen on kertautuvaa (Daly, 1967). Tässä työssä keskitytään rullien translaatiivärähtelyyn, eli rullan kone- ja pystysuuntaiseen liikkeeseen.

## **3.2 Käytetty värähtelyn vaimennusalgorithmi**

### **3.2.1 Värähtelyn vaimennuksen idea**

Värähtelyn vaimennus on suunniteltu kumoamaan rullan konesuuntaiset liikkeet, koska nämä vahvistuessaan voivat aiheuttaa rullien uloslentoja. Koska rullaan kohdistuva häiriövoima on melko korkeataajuisia, eikä häiriötä voida suoraan mitata, päädyttiin käyttämään säätimessä adaptiivista myötäkytkentää. Suora takaisinkytkentä voisi olla yksinkertaisempi rakenteeltaan, mutta vaatisi koko järjestelmältä suurempaa nopeutta kuin on tarjolla tiedonsiirron osalta. Toinen monimutkaisen järjestelmän ongelma on tilaesityksen laatiminen. Rullauksen geometria on aikavariantti ja nippivoimat ovat epälineaarisia. Lisäksi myötäkytkennällä ei pitäisi olla samanlaista epästabiilisuuden vaaraa, vaikka väärän vaiheinen myötäkytketty harmoninen voima voikin vahvistaa liikettä. Myötäkytkentä tehdään identifioituista tiloista ja sen on tarkoitus kumota liike vastakkaisella voimalla kuin liikettä aiheuttava häiriövoima. Mikäli pyritäisiin reguloimaan rullan sijaintia tai nopeutta, toimilaitteen tuottama vaikutus eli voima kohdistuisi vasta reguloitavan suureen ensimmäiseen tai toiseen derivaattaan, mikä vaikeuttaisi todennäköisesti säätimen suunnittelua lisäämällä kaksoisintegraattorin. Värähtelyn vaimennus perustuu jo aiemmin kappaleessa 3.1.3 esitettyyn ideaan vastakkaisvaiheisesta ja samanamplitudisesta vasteesta, joka kumoaa häiriön vaikutuksen. Valintaan ajoi myös se, että invertterillä riittävän korkeataajuisen momentin tuottamiseen käytettävä rajapinta mahdollistaa ainoastaan yksinkertaisen harmonisen signaalin, jolle voidaan valita amplitudi, taajuus ja vaihe. Näiden parametrien laskenta oli säätimen toiminnan lähtökohtana.

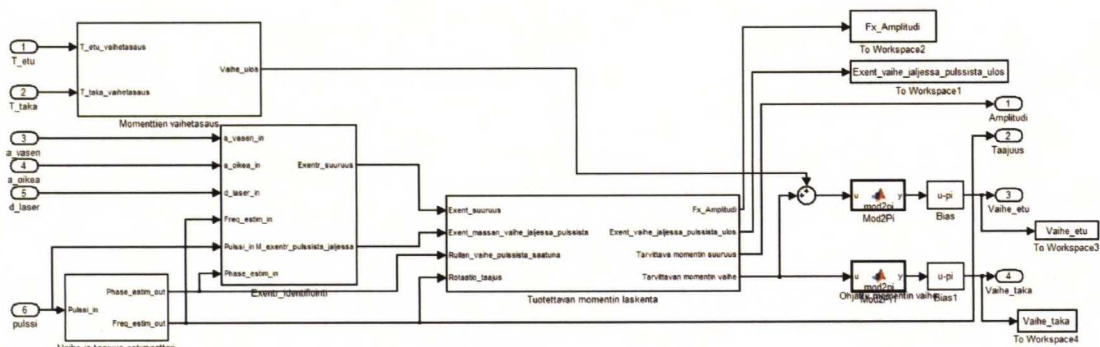
Erilaisia mahdollisia häiriölähteitä on tässä prosessissa useita. Oletetaan kuitenkin, että niistä tärkein on kerran kierroksella esiintyvä harmoninen voima eli epäkeskisen massan aiheuttama keskipakoisvoima. Myös rullan epäkeskinen muoto voi aiheuttaa kerran kierroksella häiriötä, jotka vaikuttavat samalla taajuudella ja häiritsevät säätöä. Häiriövoiman aiheuttama liike ei kuitenkaan ole välttämättä samanlaista eri taajuuksilla. Tämän vuoksi häiriön lähteen, eli epäkeskisen massan vaiheen ja määrän, tunnistaminen on hankalaa. Häiriövoiman aiheuttamaa liikettä voidaan kuitenkin mitata, ja sen avulla on tarkoitus löytää sopiva momentti liikkeen kumoamiseen. Identifiointiajolla 1 lasketaan rullan liikkeen ja epäkeskeisyyden tuottaman voiman välinen taajuusriippuvuus. Toisaalta vastaava taajuusriippuvuus on momenteilla tuotetulle voimalle, joka identifioidaan ajoilla 2. Kun häiriötä aiheuttavasta massasta on estimaatti, voidaan tuottaa käänteisen dynamiikan läpi momentit, jotka vaimentavat värähtelyn. Myös vaiheiden on tällöin oltava riittävän tarkasti määritellyt. Koska kyseessä on muuttuvaparametrinen järjestelmä, eikä myötäkytkennän identifioitu dynamiikka välttämättä vastaa aina täsmällisesti prosessin dynamiikkaa, jonkinlainen hienosäätö, eli adaptio, voi olla tarpeen myöhemmin, etenkin paperin kanssa ajettaessa.

Algoritmin on tarkoitus estimoida häiriön lähteen eli eksentrisen massan vaihe ja suuruus tehdyistä mittauksista. Lisäksi rullan pyörimistaajuus estimoidaan, vaikka siitä saadaan myös suora mittaus. Näiden tietojen avulla algoritmi pyrkii prosessin käänteistä dynamiikkaa käyttäen tuottamaan häiriövoiman kumoavan voiman moottoreilla tuotetulla periodisella summamomentilla. Momentin ja translaation välillä on kytkentä, jolla konesuuntainen liike saadaan toivottavasti vaimenemaan. Konseptin toimivuus kokeillaan koekoneella koeajoilla 3 ja 4 sekä teoriassa mallilla tämän kappaleen lopussa.

### **3.2.2 Värähtelyn vaimennuksen algoritmi ja toteutus**

Värähtelyn vaimennuksen lohkokaavio on esitetty suurempikokoisena liitteessä 3 ja kuvassa 15. Säädin koostuu neljästä alilohkosta. Ylhäällä vasemmalla on momenttien vaihetasauslohko. Alhaalla vasemmalla on vaiheen ja taajuuden estimointi. Keskellä vasemmalla on eksentrisyyden identifiointi ja oikealla tuotettavan momentin laskenta.





Kuva 15: Säätimen rakenne, tarkempi kuva liitteessä 3

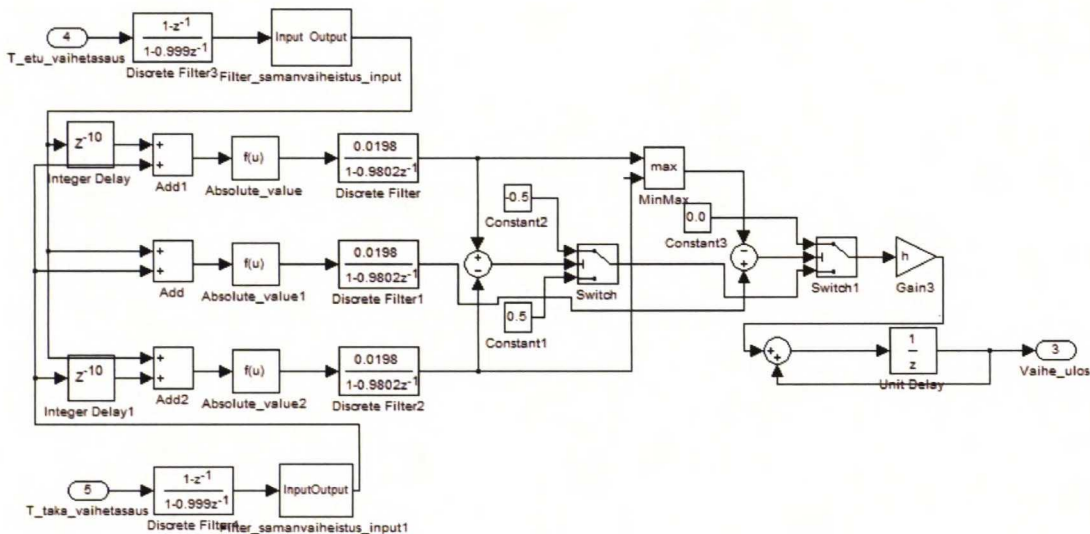
Momenttien vaihetasaus on lohko, jossa verrataan moottorin akseleilta saatuja mittauksia momentista. Lohkon toiminta muistuttaa vaihelukittua silmukkaa eli Phase-Locked Loopia (Stensby, 1997). Oskillaattorin vaihetta muutetaan sopimaan referenssin vaiheeseen vertailemalla mittauksia keskenään ja ohjaamalla oskillaattoria. Mittaukset saadaan nopeina analogiviesteinä venymäliuskoilta, joilla on hyvä resoluutio. Tarkemmat tiedot liuskoista on esitetty liitteessä 2. Näiden mittausten avulla pystytään tahdistamaan eri moottoreiden tuottamat momentit samaan vaiheeseen, jolloin rullalle tuotetaan maksimaalinen voima. Lohko on esitetty kuvassa 16 sekä liitteessä 3 suurempana.

Mittauksista suodatetaan ensin pois hyvin matalat taajuudet eli rullausvoimaan käytettävä vakiomomentti. Tämän jälkeen seuraava suodatin poistaa tarpeellisia taajuuksia suuremmat taajuudet eli kaiken yli 25 Hz alueelta. Käytettävät vaimennukset, kertaluvut ja suodattimen tyypit ovat viritysparametrejä riippuen signaalissa esiintyvistä häiriöistä. Suodattimet on suunniteltu Discrete Filter Design -työkalulla Matlabissa. Huomattavaa on, että molemmat signaalit on suodatettu täsmälleen samoilla suodattimilla, ja niiden pääkomponentit ovat samoilla taajuuksilla, jolloin niiden välinen vaihe-ero ei muutu, vaikka absoluuttinen vaihe muuttuukin taajuuden funktiona. Millään kausaalisella suodattimella ei voida päästä kaikilla taajuuksilla nollavaihesiirtoon, joten tällainen ylimääräinen suodatus tarvitaan.

Kun signaaleista on saatu esiin tarpeellinen kaista lähestulkoon sinimuotoista signaalia, verrataan niitä toisiinsa. Yhteensä tehdään kolme vertailua, joista yksi on viivästämättömien signaaleiden välillä ja kaksi kumpaakin erikseen viivästettynä. Sitten lasketaan, missä näistä signaaleiden summa on suurin ja suodatetaan summaa



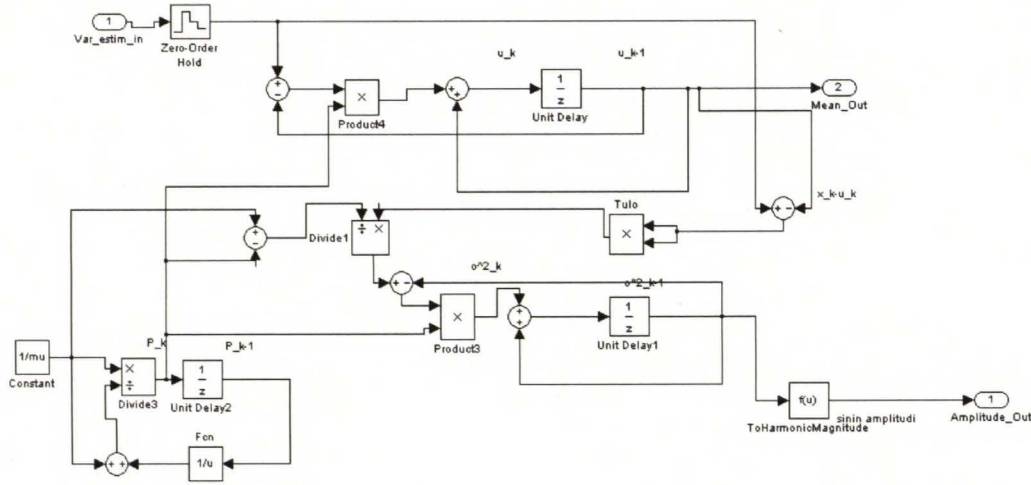
alipäästösuodattimella niin, että suuruudet eivät vaihtelee yhden kierroksen ajalla, vaan saadaan signaalin suuruus hieman pidemmältä ajalta. Tämän jälkeen, mikäli viivästämättömät signaalit olivat vaiheelta lähinnä toisiaan eli niiden suodatettu summa on suurin, ei muuteta vaiheohjetta. Jos jompi kumpi signaali oli toista edellä, viivästytetään tai edistetään etutalalle menevää harmonista signaalia vaiheeltaan. Erilaiset muutosnopeudet ja viiveen määrä ovat prosessin parametreista riippuvia viritysparametrejä. Algoritmi on sopiva häiriölliselle sinisignaalille, jossa voi esiintyä taajuusmonikertoja, pieniä epäjatkuvuuksia ja muita häiriöitä. Algoritmi kykeni testeissä tasaamaan vaiheen suurillakin häiriöillä. Toimivuusalueen rajoja ei algoritmilta pystytä analyttisesti todistamaan erilaisilla signaaleilla, mutta käytännössä se on osoittanut toimivuutensa niin simulaattorissa kuin oikealla koneellakin, kunhan pääkomponentti signaalista on amplitudiltaan suurempi kuin mikään muu komponentti.



Kuva 16: Momentin vaiheen tasaus

Vaihe- ja taajuusestimaattorilohkon tehtävänä on tunnistaa pyörivästä rullasta nämä suuret pulssimittauksella. Se on suunniteltu toimimaan vakiokiihtyvyydellä ja käyttää taajuudesta ensimmäisen kertaluvun lineaarista approksimaatiota. Estimaattorin rakenne näkyy kuvassa 17. Se tunnistaa pulssianturin kerran kierroksella tuottaman signaalin ja vertaa peräkkäisten pulssien välisiä viiveitä. Viiveistä lasketaan pyörimistaajuus ja taajuuden muutokselle tehdään lineaarinen approksimaatio eteenpäin. Saatu taajuus suodatetaan, jotta digitaalisen kellon





Kuva 18: Rekursiivinen unohtava varianssiestimaattori

Estimaattori toimii seuraavilla yhtälöillä:

Lasketaan signaalille rekursiivisesti keskiarvo kaavalla,

$$\mu_k = \mu_{k-1} + P_k(x_k - \mu_{k-1}) \quad (37)$$

jossa  $\mu_k$  kuvaa  $k$ :nnen kierroksen keskiarvoa ja  $x_k$  mittausta kierroksella  $k$ . Painokerroin  $P_k$  päivitetään edellisestä  $P_k$ :n arvosta unohduskertoimen  $\lambda < 1$  avulla:

$$P_k = \frac{1}{1 + \frac{\lambda}{P_{k-1}}} \quad (38)$$

Lopulta odotusarvon avulla voidaan päivittää varianssiestimaattoria  $\sigma_k^2$  kierrokselle  $k$ :

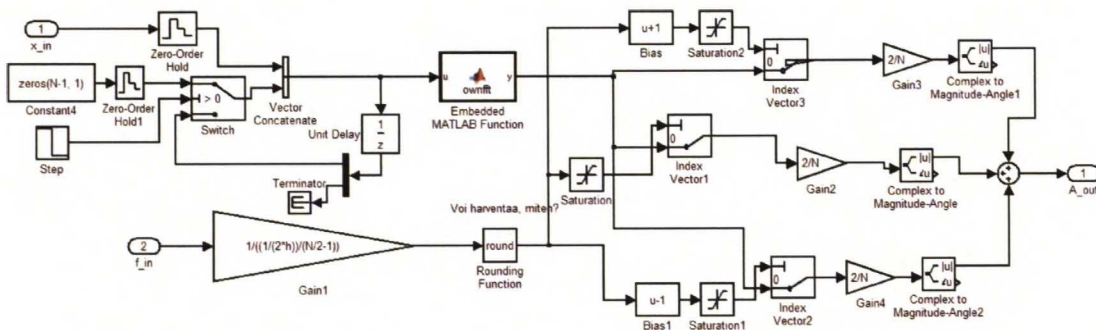
$$\sigma_k^2 = \sigma_{k-1}^2 + P_k \left( \frac{(x_k - \mu_{k-1})^2}{\frac{1}{\lambda} - P_k} - \sigma_{k-1}^2 \right) \quad (39)$$

Estimaattori laskee signaalin varianssia, joka on sinisignaalin tapauksessa suoraan skaalattavissa amplitudiksi. Estimaattori toimii hyvin simuloitulla datalla ja pystyy seuraamaan nopeasti oikeilla unohduskertoimen valinnoilla vaihtelevia värähtelyn amplitudeja. Todellisuudessa mittauksessa on paljon muitakin taajuuksia, jolloin varianssilla helposti yliarvioidaan värähtelyiden määrä. Estimaattori ei ole välttämättä kaikille signaaleille harhaton tai optimaalinen, mutta toimii prosessissa esiintyvillä testien mukaan melko hyvin. Mikäli estimaattoria häiritsee toisen monikerran



suurempi amplitudi, voidaan ennen sitä suodattaa signaalia alipäästösuodattimella. (Bruce, 1969, s. 3-14 )

Toinen amplitudiestimaattori toimii Fourier-muunnoksen avulla. Siinä dataa säilötään tietyn pituisiin näytteisiin, joille tehdään FFT, josta valitaan tarvittava taajuus. Koska FFT on diskreetti algoritmi, mitatun jatkuva-aikaisen signaalin taajuus leviää useammalle eri taajuudelle, ellei sen periodi satu olemaan täsmälleen näytteenottovälin monikerta. Kummassakin tapauksessa viereisten taajuuksien huomiointi korjaa amplitudiestimaatin lähemmäksi oikeaa. Vaikka FFT antaa myös vaiheen, ei sitä voitu käyttää, koska samaisesta diskreetointisyydestä vaiheen informaatio on myös levinnyt eri taajuuksille, eikä sitä voitu enää rekonstruoida FFT:n datasta. Tosin suurienergisten taajuuksien ympäristössä vaihe näytti muuttuvan hitaammin kuin muualla. Vaihetta päätettiin estimoida kuitenkin toisella menetelmällä. FFT:llä toteutettu amplitudiestimaattori on esitetty kuvassa 19. Vasemmassa yläreunassa toteutetaan signaaleiden kasaaminen sopivaan mittausvektoriin. Niistä lasketaan keskellä FFT, josta sitten valitaan taajuusestimaatin avulla valittavat taajuudet ja summataan niiltä löytyvät kompleksilukujen suuruudet eli signaalin amplitudit.



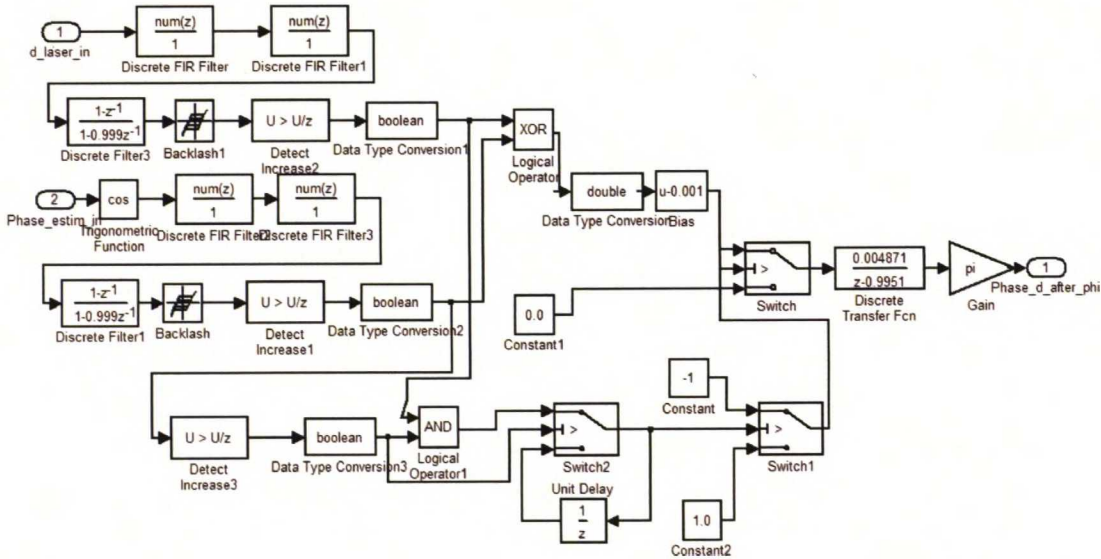
Kuva 19: Suppean taajuuskaistan FFT-amplitudiestimaattori

Vaiheen määrittäminen tapahtuu kuvan 20 kaaviolla. Aluksi suodatetaan laseretäisyysmittauksesta kerran kierroksella tapahtuvat liikkeet esille kaistanpäästösuodatuksella. Samalla tavalla suodatetaan pulssista muodostetun vaiheen tuottaman harmonisen värähtelyn signaali, jotta molemmissa signaaleissa olisi samat vaihesiirtymät. Tällöin niiden välinen vaihe-ero on määritettävissä, jos oletetaan, että ne ovat samalla taajuudella. Suodatetuille signaaleille tehdään vielä epälineaarinen ”backlash”-operaatio, joka estää signaalin arvoa laskemasta, ellei lasku ole riittävän suurta. Tällöin kohina ei aiheuta hetkellisiä suunnanmuutoksia

liikkeeseen. Suurin osa kohinasta saadaan kyllä esisuodatuksella pois, mutta pienikin amplitudi riittää herättämään ”Detect Increase” -lohkon. Sen tulos on yksi, jos nykyinen sisääntulo on edellistä suurempi, ja muutoin nolla. Tämän jälkeen tutkitaan XOR-lohkolla, liikkuvatko komponentit eri suuntiin missään vaiheessa. Mikäli ne eivät liiku, menee hitaaseen alipäästäydynamiikkaan vain nollaa, eikä vaihe-eroa ole. Mikäli eriaikaista liikettä on, tutkitaan AND-lohkolla, onko pulssin tullessa lasermittauksen antama etäisyys pienenemässä. Pienenevä etäisyys tarkoittaa, että konesuuntainen liike on vaiheeltaan eksentrisyyttä edellä. Tässä tilanteessa liikkeen vaihe on negatiivisesti jäljessä pulssista, eli edellä, jolloin valitaan dynamiikkaan negatiivinen sisääntulo. Mikäli rulla ei lasermittauksen mukaan lähesty pulssin tullessa, on sen liike jäljessä pulssia, jolloin vaihe-ero on positiivinen. Oletuksena on, että molempien signaalien taajuus on hyvin tarkalleen sama, ja amplitudiltaan suurin termi suodatusten jälkeen esiintyy samalla taajuudella kuin rulla pyörii. Suodattimet on suunniteltu niin, että niiden toiminta on parhaimmillaan välillä 9-17 Hz. Näillä taajuuksilla värähtelyjä esiintyy luultavimmin. Lisäksi lohkolla olisi hyvä olla jonkinlainen vahti, joka tarkkailee sitä, että molemmat harmoniset liikkeet tuottavat puolet ajasta lähenevää ja puolet ajasta etääntyvää signaalia, eikä rullan taajuus ole suunniteltujen suodattimien toiminta-alueen ulkopuolella. Muutoin säätimelle menee virheellisiä vaihe-ohjeita. (Davenport, 1993)

Lohkon toimintaa tutkittiin simuloimalla, ja se toimi määritellyn alueen sisällä hyvin, eikä ollut erityisen herkkä valkoiselle kohinalle tai harmonisille monikerroille. Todellisen prosessin kanssa kuitenkin toiminta oli välillä heikompaa, kuten kokeista 3 käy ilmi. Tämä johtune ”Detect Increase” -lohkon herkkyydestä ja useista oletuksista liikkeen muodosta. Ongelma on pahimmillaan toiminta-alueen matalataajuisessa päädyssä, jolloin ensimmäinen monikerta ei vielä vaimene suodattimilla riittävästi.





Kuva 20: Binaarisella vertailulogiikalla toimiva vaihe-eron estimaattori

Kun rullan värähtelyn amplitudi ja vaihe suhteessa pulssiin on saatu, voidaan epäkeskisyyden määrää ja vaihetta estimoida vertaamalla niitä koeajoilla saatuun värähtelyyn. Koeajoilla käytettiin hyväksi tietoa siitä, millaisen voiman epäkeskinen paino aiheuttaa rullaan. Eri taajuuksille määriteltiin tiheästi vahvistus voimalta liikkeen amplitudille sekä liikkeen ja voiman välinen vaihe-ero käyttäen askelmaisia kiihdytyksiä. Sama amplitudin ja vaiheen määrittäminen tehtiin myös harmonisten momenttien avulla tuotetulle liikkeelle. Yksityiskohdat koeajoista on esitetty kappaleissa 4.3.1 ja 4.3.2.

Eksentrisen massan suuruus lasketaan seuraavilla kaavoilla, joiden käyttö käy myös ilmi kuvasta 21. Aluksi määritellään eksentrisen voiman muodostuminen kaavalla,

$$F_{exentr}(kh) = m_e r_e \omega_r^2(kh) \cos\left(\frac{1}{h} \sum_{i=0}^k \omega_r(i) + \varphi_0\right) \quad (40)$$

jossa  $m_e$  on eksentrisen painon massa,  $r_e$  on sen etäisyys geometristä keskipisteestä,  $\omega_r$  on rullan kulmataajuus hetkellä  $kh$ ,  $\varphi_0$  epäkeskisyyden kulma alussa,  $h$  näytteenottoväli ja  $k$  aika-askel indeksi.

Kun tarkastellaan amplitudeja, voidaan aikariippuvuus,  $kh$ , kosinitermissä unohtaa. Lisäksi käytetään identifioitua dynamiikkaa  $A_d$  voiman amplitudin ja liikkeen amplitudin välillä:



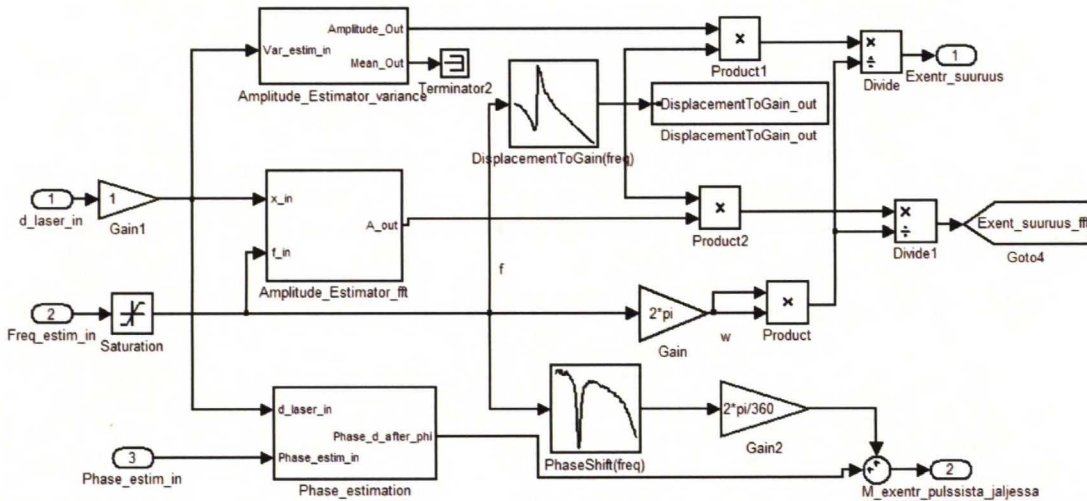
$$d_r = A_d(\omega_r)F_{exentr} \quad (41)$$

Sijoitetaan eksentrisen voiman kaava (40) ja siirretään termit oikeille puolille. Saadaan epäkeskisyyden määrän kaava (42):

$$m_e r_e = \frac{A_d^{-1}(\omega_r)d_r}{\omega_r^2}. \quad (42)$$

Eksentrisyyden identifiontilohkossa, joka on esitetty kuvassa 21, lasketaan ylhäällä eksentrisyyden määrä edellisten yhtälöiden (41)-(42) ja kuvien 18 ja 19 kaavioiden mukaisesti. Mikäli ilman epäkeskisyyttä tehtävä identifiontiajo onnistuu hyvin, voidaan tässä kohtaa huomioida myös sen tulosten perusteella, millainen määrä liikettä rullalla on ilman epäkeskisyyttä, esimerkiksi muotovirheen tai hylsylukkojen tuottamien voimien seurauksena. Silloin käytetään ”DisplacementToGain” -lohkossa vahvistusta, joka saadaan ajolta painojen kanssa, mutta vähennetään siitä vahvistus ilman painoja tehdyiltä ajolta.

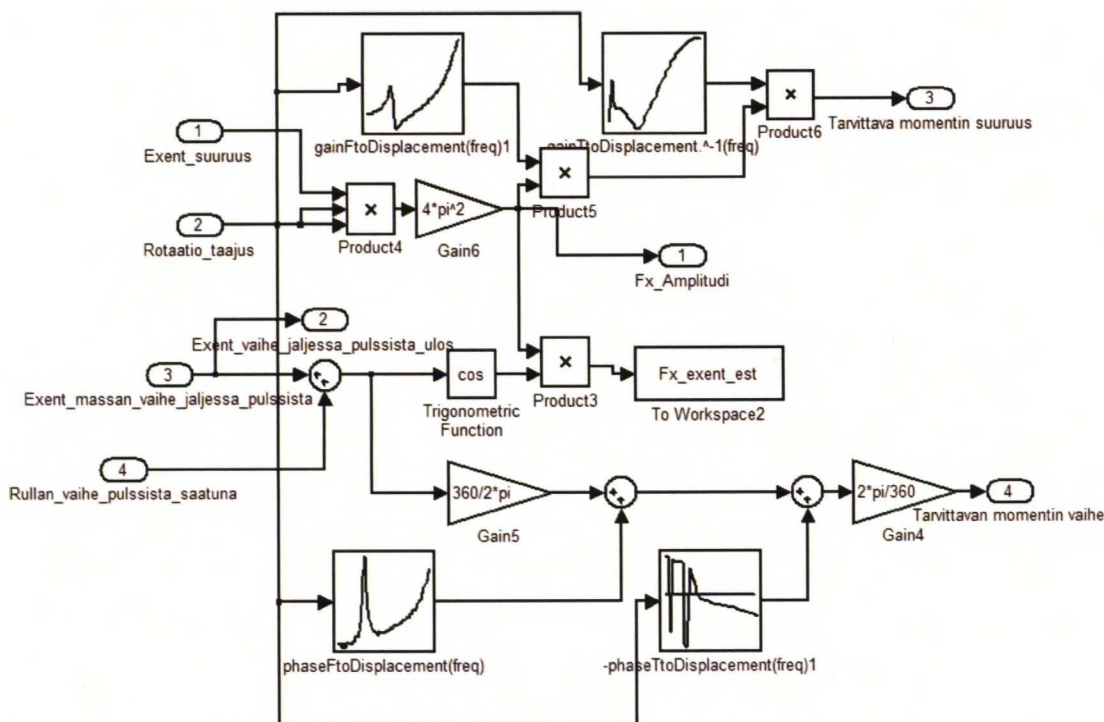
Kuvan 21 alareunassa lasketaan eksentrisen massan suhdetta pulssin vaiheeseen. Myös tässä osassa käytetään identifiontiajolla saatua tunnettua yhteyttä rullan liikkeen ja siihen vaikuttavan voiman välillä. Paikan ja pulssin välinen vaihe lasketaan erillisessä alilohkossa, joka esitetään kuvassa 20.



Kuva 21: Identifioidun dynamiikan hyödyntäminen eksentrisyyden estimoinnissa

Tämän jälkeen voidaan laskea käytettäville momenteille amplitudit ja vaiheet kuvan 22 mukaisella Simulink-kaaviolla. Ylempänä lasketaan millaisella momentilla

aikaansaadaan telojen avulla rullalle vastaava voima kuin identifioitu epäkeskisyyss tuottaa rullalle. Alempana lasketaan, missä vaiheessa momentti on tuotettava, jotta teloilta siirtynyt voima rullalle on vastakkaisvaiheinen epäkeskisyyssvoiman kanssa.



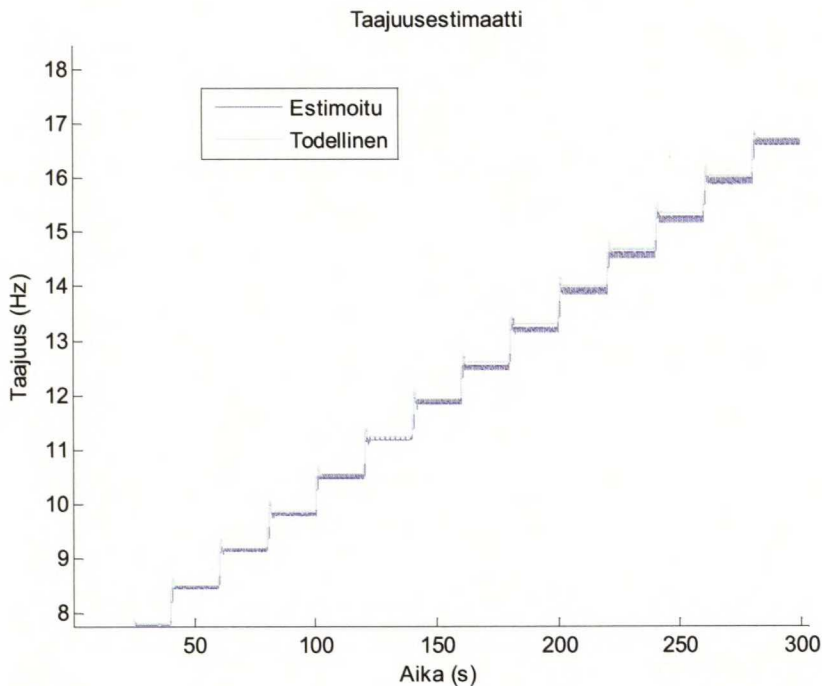
Kuva 22: Dynamiikkakompensoitu vaiheen ja vahvistuksen laskenta

Mikäli identifioidun dynamiikan käänteinen käyttö ei riitä tarkkuudeltaan vaiheessa tai amplitudissa oikean tason saavuttamiseen, voidaan tässä vaiheessa vielä toteuttaa hienosäätöä adaption avulla.

### 3.2.3 Mallilla saadut vaimentimen tulokset

Tässä osiossa käsitellään toteutetun säätimen toimintaa yhdessä mallinnetun järjestelmän kanssa. Malli on toteutettu säätimen kehittämiseen, mutta osan aikaa säädintä jouduttiin kehittämään myös ilman mallia, kun yhteensopivia versioita ei ollut käytettävissä eri lisensseistä. Tästä johtuen mallin kanssa käytetty säädin ja prosessissa käytetty säädin poikkeavat muutamissa yksityiskohdissa, mutta toimintalogiikaltaan ovat samanlaisia.

Ensimmäisenä kokeiltavana elementtinä on taajuusestimaattorin toiminta. Koeajolla kiihdytettiin rulla ensin noin 8 Hz:n pyörimisnopeuteen yhdellä ramppfunktiolla ja sen jälkeen askelmaisesti aina 17 Hz:iin asti. Taajuusestimaattorissa oli pieni vahvistusvirhe sekä taajuuden noustessa kasvavaa värähtelyä, jota ei täysin saatu poistettua suodatuksilla, kuten kuvassa 23 näkyy. Vaiheen tunnistus on hyvin herkkä pienellekin taajuuden virheelle, joten todellisessa prosessissa päädyttiin käyttämään pulssilta saatua estimaattia tarkempaa ohjauslogiikan kenttäväylältä syöttämää ajonopeutta.

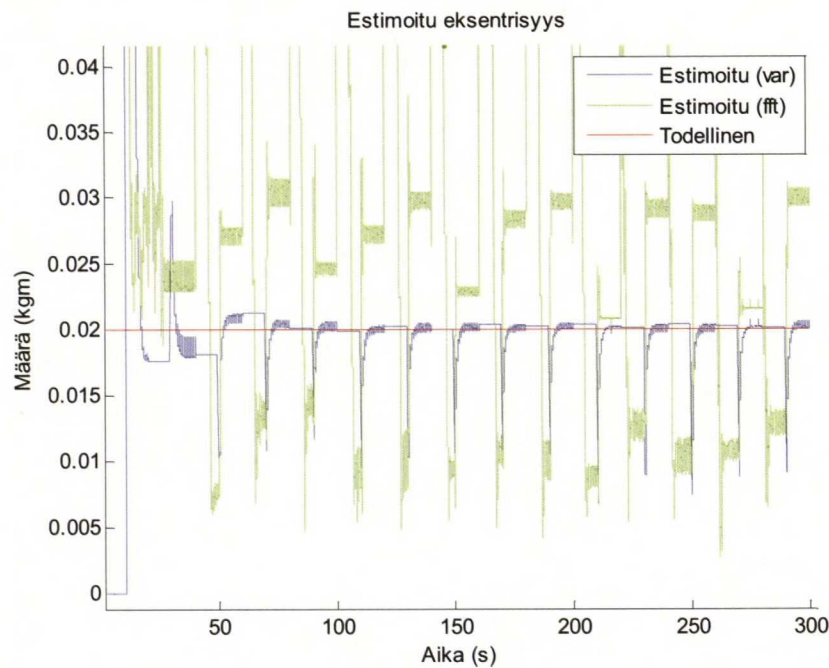


Kuva 23: Taajuusestimaattorin toiminta simuloitussa prosessissa

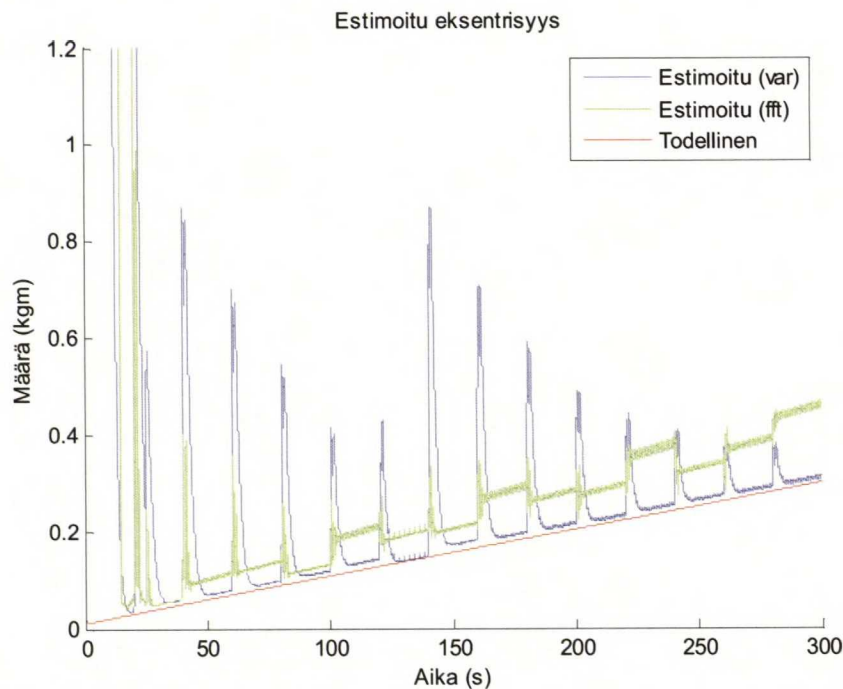
Tämän jälkeen kokeiltiin kahdella koeajolla estimaattorin kykyä löytää eri taajuuksilla eksentrisyyden määrä. Ensimmäisessä kokeessa, kuvassa 24, käytettiin vakiomassaa ja askelmaista nopeuden nosta. Toisessa simulaatiossa myös epäkeskisyyden määrä kasvaa ajon aikana. Koska käytössä on suoraan vastaavalla ajolla identifioitu siirtofunktio mitatun värähtelyn ja tunnetun voiman välillä, saadaan estimaatti erittäin tarkaksi. Varianssin avulla tehty estimaattori liikkeen määrästä antaa tarkemman tuloksen kuin FFT:llä saatu vastaava. Mikäli identifiointi taas olisi tehty FFT:stä, se olisi lähes virheetön näissä testeissä. Todellisessa prosessissa muilla taajuuksilla esiintyvät virheet tekevät FFT:stä varianssia tarkemman tavan estimoida värähtelyitä.



Kummassakaan estimaattorissa ei huomioida säätimen vaikutusta vasteeseen, joten estimointi on tehtävä eri aikaan kuin säätimen käyttö. Huomiointi onnistuu, mikäli käytetystä säätimen tuottamasta momentista lasketaan estimoitu tuettu voima ja lisätään se havaitun liikkeen aiheuttamaan. Tämän toteutus jätetään jatkotutkimukseen.

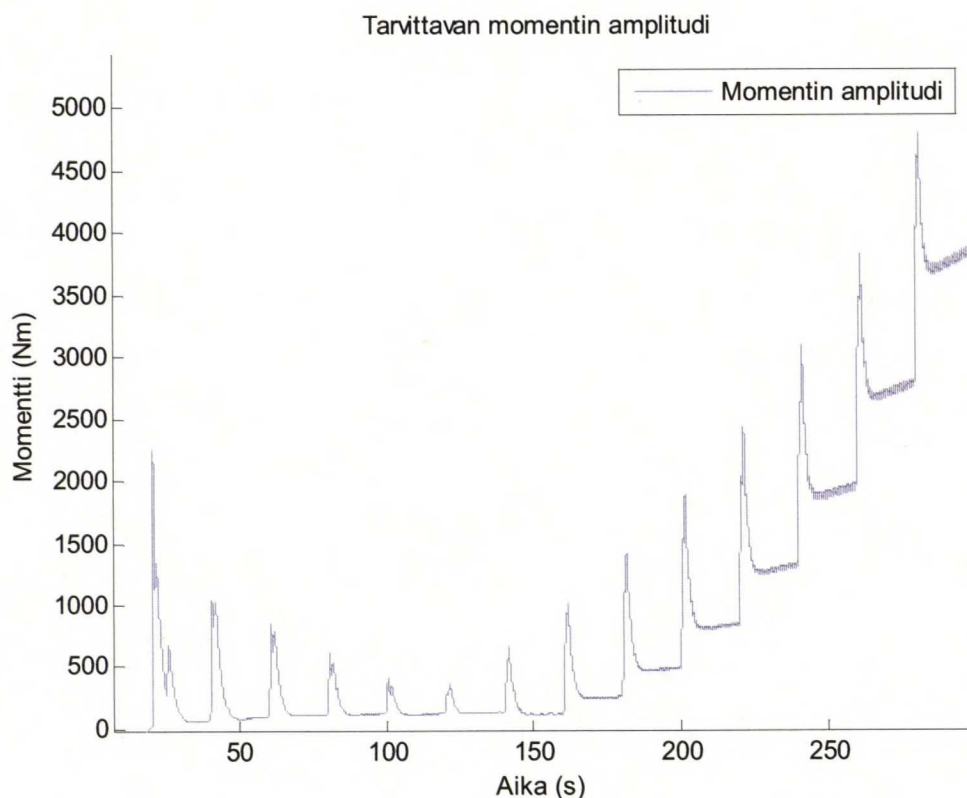


Kuva 24: Vakiosuuruisen epäkeskisen massan identifiointi eri taajuuksilla rullan paikan varianssista ja FFT:stä



Kuva 25: Muuttuvan epäkeskisen massan identifiointi eri taajuuksilla rullan paikan varianssista ja FFT:stä

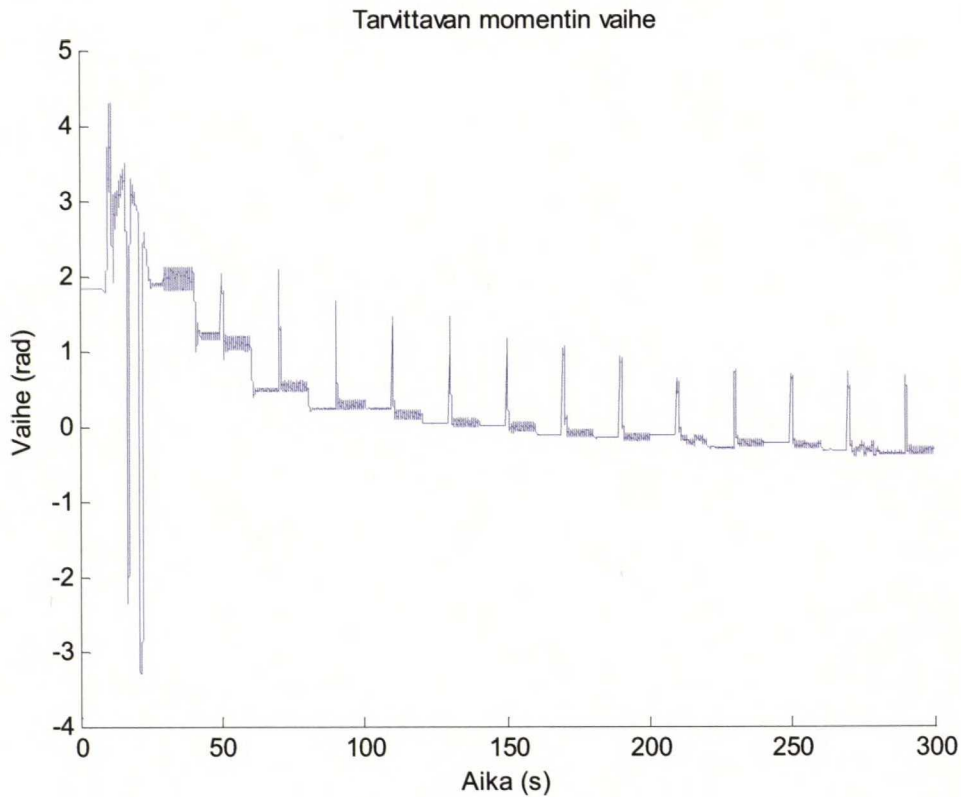
Seuraavaksi seurataan tarvittavaa amplitudia, kuvassa 26, jonka säädin antaa momenttiohjetta generoivalle lohkolle. Tarvittu amplitudi kasvaa tässä kuvan 25 mukaisen kasvavan taajuuden ja kasvavan epäkeskisyyden vuoksi nopeasti. Lisäksi akselivälityksen identifioitu dynamiikka tuotetulta momentilta muodostuneelle voimalle on huomioitu. Kiihdytyksissä rullan värähtely voimistuu voimakkaasti askelen ajaksi ja säädin antaa tarpeettoman suuria amplitudeja. Liian suurten ohjausten toteutus voidaan estää ylemmällä supervisor-logiikalla, joka määrittelee, milloin mikäkin osin säädintä ja estimaattoria on päällä. Tästäkin simulaatiosta havaitaan, että toteutettavissa olevan momentin tason eli noin 300 Nm:n yläpuolelle mennään jo pienillä epäkeskisyyksillä, 0,2 kgm, ja matalilla nopeuksilla, 1700 m/min, noin hetkellä 175 s.



Kuva 26: Askelmaisesti kiihdytetyn rullan värähtelyn vaimennukseen vaadittavan momentin amplitudi, kun epäkeskisyyks kasvaa lineaarisesti

Vastaavasti ajon aikana käytettävä vaihe vaihtelee kuten kuvasta 27 nähdään. Tässä vaihesiirtymässä huomioidaan sekä liikkeen ja epäkeskisyyden välinen vaihe-ero että momentin ja voiman välinen vaihe-ero. Molemmissa käytetään identifioitua

dynamiikkaa. Tarvittava momentin vaihe kehittyy melko rauhallisesti lukuun ottamatta askelmaisia kiihdytyksiä.

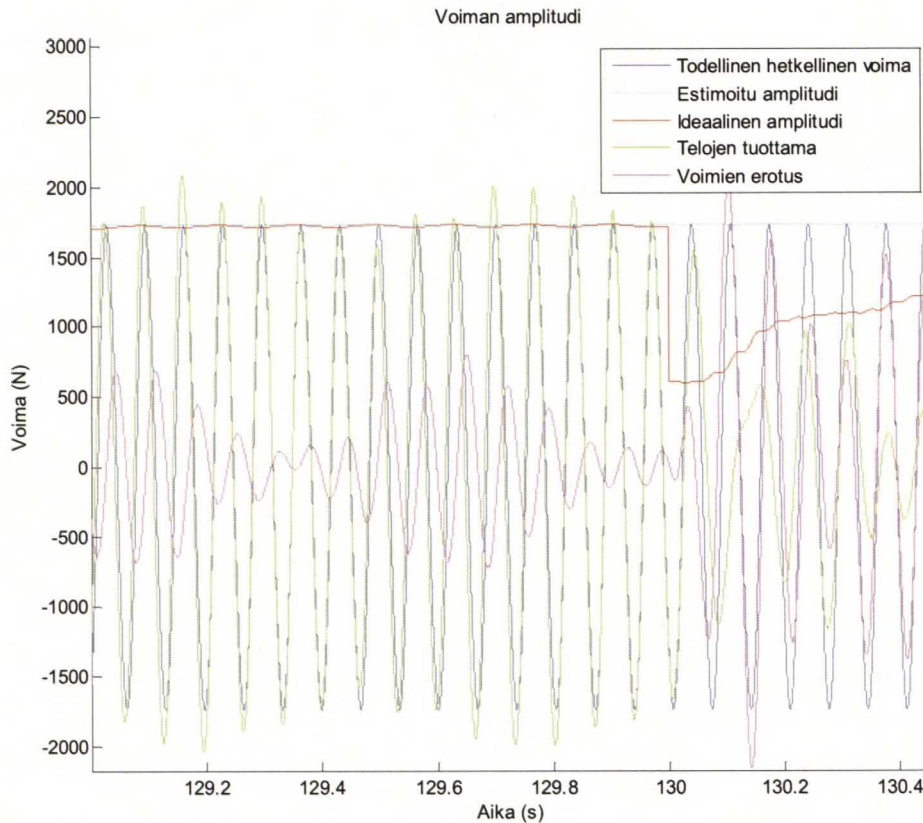


Kuva 27: Askelmaisesti kiihdytetyn rullan värähtelyn vaimennukseen vaadittavan momentin vaihe, kun epäkeskisyyden kasvaa lineaarisesti

Säätimen toiminnan kannalta tärkeintä on epäkeskisyyden aiheuttaman voiman kumoaminen. Kuvassa 28 on piirretty tärkeimpiä suureita voiman kumoutumista koskien. Tummansinisellä, on simuloinnin mekaniikkaosuudesta saatu  $x$ -suuntainen reaktiovoima, joka välittyy kiinteän kiinnityksen läpi epäkeskisyyden ja rullan välillä. Se on kumottava häiriövoima, josta tehty suuruusestimaatti on vaaleansinisellä. Estimaatti seuraa hyvin todellisen voiman amplitudia. Punaisella kuvassa on ideaalinen amplitudi vastaavan voiman kumoamiseksi. Se on hyvin lähellä estimoitua voiman amplitudia. Telojen tuottama voima on vihreällä kuvassa. Se kulkee melko tasaisesti tummansinisen, koetun voiman, päällä. Tämä tarkoittaa, että useimmissa kohdissa kumoava voima on yhtä suuri kuin koettu. Säädin menee vertailun vuoksi pois päältä hetkellä 130, jonka jälkeen häiriön ja tuotetun voiman välinen yhteys loppuu. Violetilla on merkitty tässä voimien erotusta. Se on säätimen ollessa päällä aina pienempi kuin häiriö, eli säädin onnistuu vaimennuksessa. Huojuvasta



vaihevirheestä johtuen se ei kuitenkaan ole nollassa, vaikka häiriövoima ja tuotettu voima vaikuttavatkin yhtä suurilta.

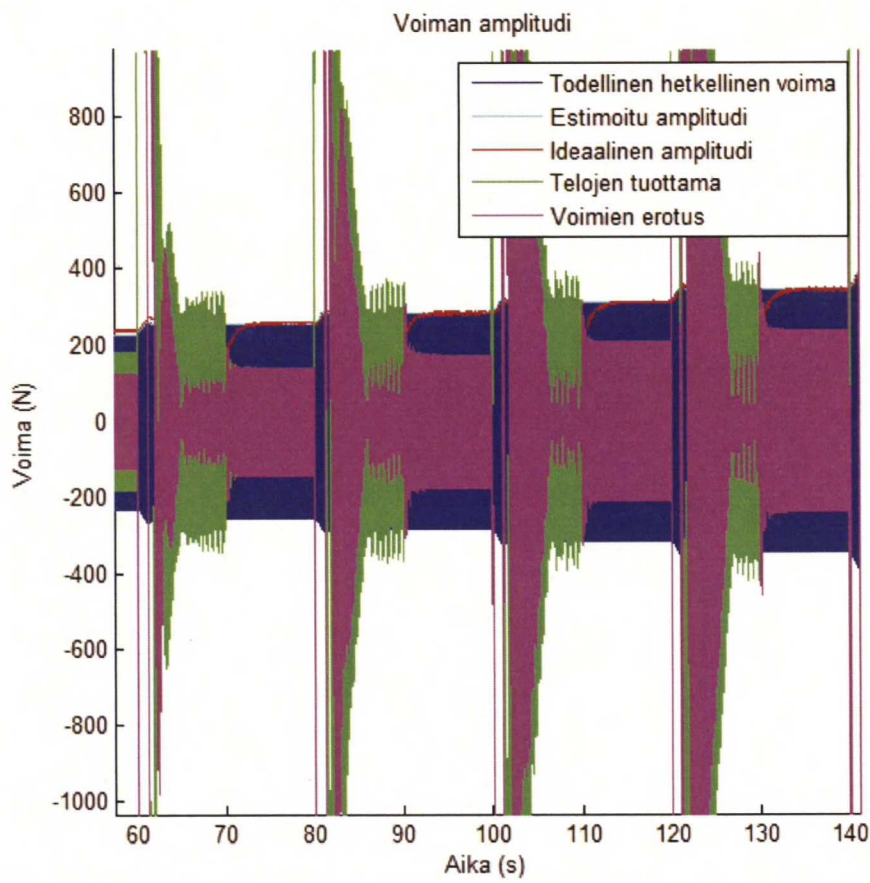


Kuva 28: Värähtelyn vaimennuksen toiminnan tarkastelua voimien suhteen

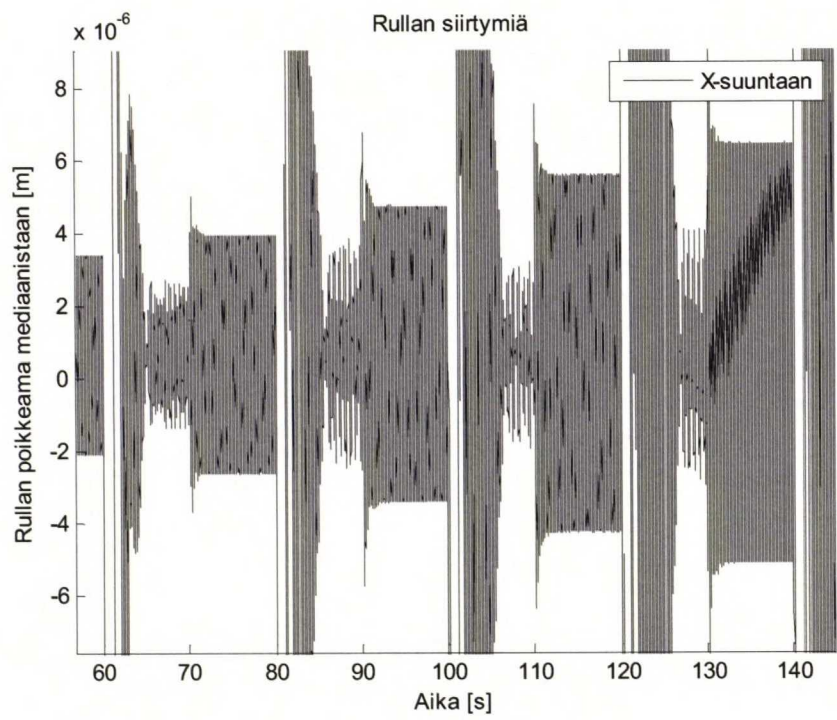
Pidemmän aikajakson kattavassa kuvassa 29 on nähtävissä, miten vuorotellen säädintä kytketään päälle ja pois, ja millaisia seurauksia tästä syntyy. Kuvassa on neljä jaksoa, jotka kukin koostuvat kolmesta osasta. Alussa on kiihdytysosuus, esimerkiksi 80 s-85 s, jossa telojen tuottamat voimat ovat suuria. Toisessa osuudessa 85 s-90 s säädin on päällä ja saa voimien erotuksen pieneksi. Kolmannessa osuudessa 90 s-100 s säädin otetaan pois päältä ja vertaillaan voimien erotusta silloin.

Voimien yhteys rullan liikkeeseen on suora. Kuvassa 30 on vastaavalta ajalta rullan  $x$ -suuntaisen liikkeen kehitys. Selvästi pieni voimien erotus tuottaa pienen värähtelyn. Säädin saatiin useimmissa tilanteissa pienentämään värähtelyitä noin kolmasosaan. Kun momenttirajoitteita ei ollut, säätimen toimivuus rajottui estimaattorin tarkkuuteen. Estimaattoria ei kuitenkaan voida pitää jatkuvasti päällä samaan aikaan kuin säädintä, koska niiden toiminta häiritsee toisiaan ilman tarpeellista

kompensointi. Tästä syystä vakioepäkeskisyydellä voidaan aluksi identifioida epäkeskisyyks ja sen jälkeen käyttää vain säädintä, mutta muuttuvalla epäkeskisyydellä säädintä ja estimaattoria on vuoroteltava, mikä ei tietenkään lopullisessa prosessissa ole suotavaa.



Kuva 29: Värähtelyn vaimennuksen toiminnan tarkastelua voimien suhteen pidemmältä ajalta



Kuva 30: Rullan siirtymiä samalta ajolta kuin kuvassa 29



## 4. Koeajojen tuloksia

### 4.1 Koeasetelma

Värähtelyn vaimennuksen koeajot suoritetaan WinDrum-koeleikkurilla Metso Paper Järvenpään rullauskoelaitoksen tiloissa. Koeleikkuri on kuvan 1 poikkileikkauksen mukainen ja mittauskonfiguraatiosta on kuva liitteessä 4. Leikkurissa käytetään kokeiden ajan paperirullan sijaan kumipinnoitteista telaa kiinnirullauksessa ja aukirullaus on tyhjillään. Tähän päädyttiin, koska saman paperirullan pyörittäminen paikallaan pitkään kasvattamatta sitä ei ole mahdollista vaan rulla tuhoutuu. Laseretäisyysmittarin toiminta-alue on myöskin vain muutamia senttimetrejä, joten normaalia kasvavaa paperirulla ei sen kanssa voitu käyttää. Telalla sen sijaan voidaan tehdä jatkuvasti samoissa olosuhteissa toistettavia kokeita. Pyöritettävään telaan on myös tehty tarkka hionta ja sorvaus, jolla siitä on pyritty tekemään mahdollisimman vähän häiriötä tuottava, eli pyöreä ja sileä. Tela on myös säteeltään ja inertialtaan tarkkaan tunnettu, jotta koeasetelma olisi mahdollisimman yksinkertainen tutkittavien ilmiöiden esiin tuomiseen. Telan päädyissä on ruuvireikiä molemmilla puolilla niin, että siihen voidaan lisätä epäkeskinen paino, joka toimii tarvittaessa kompensoitavan häiriövoiman lähteenä. Lisäksi telan kumipinnoitukseen on työstetty urat reunoihin etäisyysmittausta varten ja kiinnitetty heijastavaa teippiä kierroksen vaiheen mittausta varten.

Kokeissa käytetään mittausten keräämiseen ja säädön laskentaan sulautettua Beckhoff CX5020 -PC:tä. Se on reaaliaikaiseen laskentaan kykenevä nopea Matlab- ja Simulink-yhteensopiva alusta, jolle on tarjolla soveltuvaa IO:ta. Mittalaitteina toimivat kaksi kappaletta momenttia mittaavaa Kyowan KFG-2-350-D31-11L1M3R vastusvenymäliuskoja, optinen kytkin ja vahvistin, jotka mittaavat rullan vaihetta, ja yksi laseretäisyysmittari, joka mittaa rullan pinnan konesuuntaista etäisyyttä ja siten rullan liikettä. Tarkemmat tiedot mittalaitteista ovat liitteessä 2.

### 4.2 Tavoitteet koeajoissa

Ensimmäisen koeajoparin tavoitteena on määrittää rullan, jolla tässä tarkoitetaan kumipinnoitteista koetelaa, kerran kierroksella tapahtuvien värähtelyjen määrä ilman

lisäpainoja ja niiden kanssa. Näiden tulosten avulla on tarkoitus identifioida kullakin taajuudella värähtelyiden amplitudit ja vaiheet suhteessa telan pyörimisvaiheeseen. Värähtelyn vaimennussäätimessä tarvitaan näitä tietoja. Molemmissa ajoissa pyritään kompensoimaan telan muodosta johtuvat häiriöt mittauksessa ajamalla ensin ryöminnällä useita kierroksia telan ulkopinnan profiilin tunnistamiseksi.

Toisella koeajolla pyritään selvittämään momenttien tuottaman värähtelyn vaihetta ja voimakkuutta suhteessa momentin voimakkuuteen ja vaiheeseen. Myös tämä osa signaalin kulkureittiä tarvitaan säätimeen, kun kulkureitin aiheuttamaa voimaa pyritään saamaan oikealle tasolle ja kulkureitin vaihesiirron vaikutusta pyritään minimoimaan. Tämän koeajon yhteydessä myös validoidaan samanvaiheistus-algoritmin toiminta.

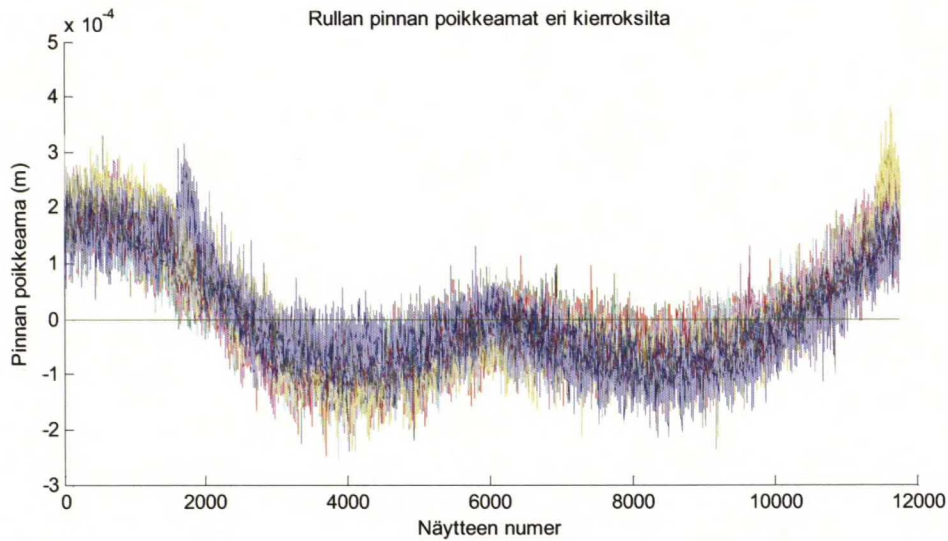
Kolmannessa koeajossa pyritään manuaalisesti löytämään vakioajonopeudella sopivat herätmomentin parametrit, joilla pyörimistaajuudella esiintyvät värähtelyt pienenevät merkittävästi.

## 4.3 Tuloksia

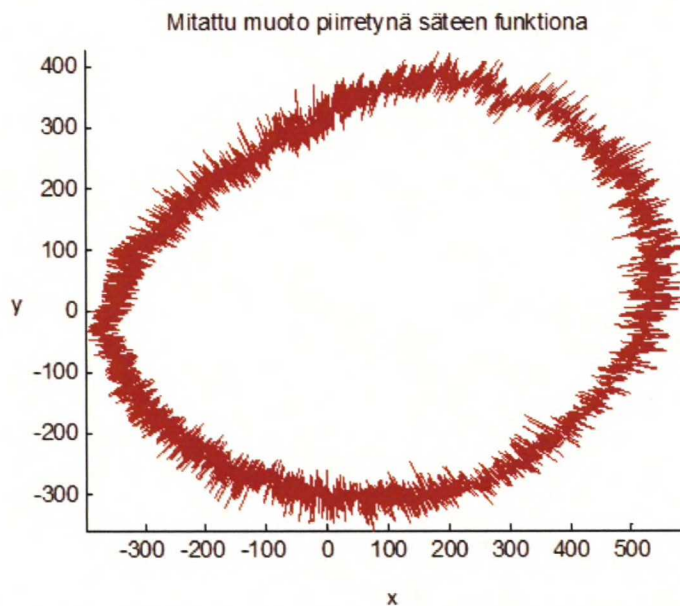
### 4.3.1 Aiheutuneen värähtelyn dynamiikan identifiointi

Tässä koeajossa pyritään identifioimaan suuruudeltaan ja vaiheeltaan tunnetun harmonisen voiman aiheuttaman konesuuntaisen värähtelyn amplitudi ja vaihe eri taajuuksilla. Koejärjestelyä varten kumipinnoitteinen rulla hiottiin mahdollisimman tasasäteiseksi lieriöksi, ja sen pyörimisakseli pyrittiin saamaan mahdollisimman keskiseksi ja suoraksi, jotta hylsylukoista ei aiheutuisi periodisia voimia rullan pyöriessä. Lisäksi koeajoa ennen ja sen jälkeen ajetaan rullan muodon tunnistusta varten matalalla nopeudella testi, josta saadaan selville rullan pinnan muoto laseretäisyysmittaukselta havaittuna. Tästä muodosta otetaan mediaani monelta kierrokselta ja siitä muodostetaan vektori, jolla sitten suodatetaan jokainen kierrosmittausdata identifioinnissa. Muodon suodatuksessa mitattu vektori pitää interpoloida saman pituiseksi kuin kullakin kierroksella laseretäisyysdata on. Näin rullan epäpyöreyyden aiheuttamat virheet voidaan minimoida. Erään ajon muodontunnistuksen data on kuvassa 30, ja siitä saatu rullan approksimoitu virheiltään korostettu muoto on kuvassa 31. Tarkka rullan muoto riippuu nippigeometriasta, mutta geometria pysyy tällä rullalla jatkuvasti samanlaisena, joten

riittää, että suodatetaan kultakin kierrokselta tämä mitattu muotovirhe pois. Tyypilliset mitatut rullan muotovirheet ovat suuruusluokaltaan millimetrin kymmenesosia. Rullan muoto muuttui myöskin ensimmäisillä ajoilla ajon aikana esimerkiksi kolmikulmaiseksi, mutta myöhemmin rullaan sorvattiin erillinen mittauspinta, joka ei ole kontaktissa telojen kanssa, jolloin muodonmuutokset pienenevät.



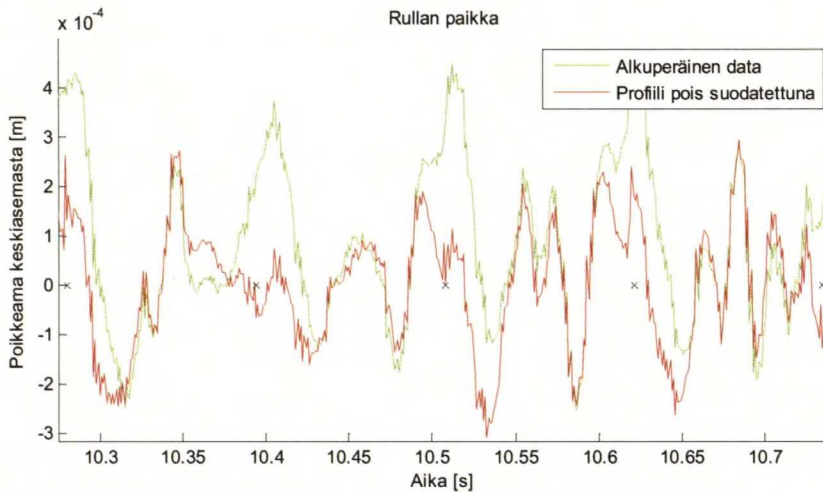
Kuva 30 : Muodon identifiointiajon tuloksia



Kuva 31 : Muotomittauksen mediaanista piirretty liioiteltu kuva rullan muodon virheistä



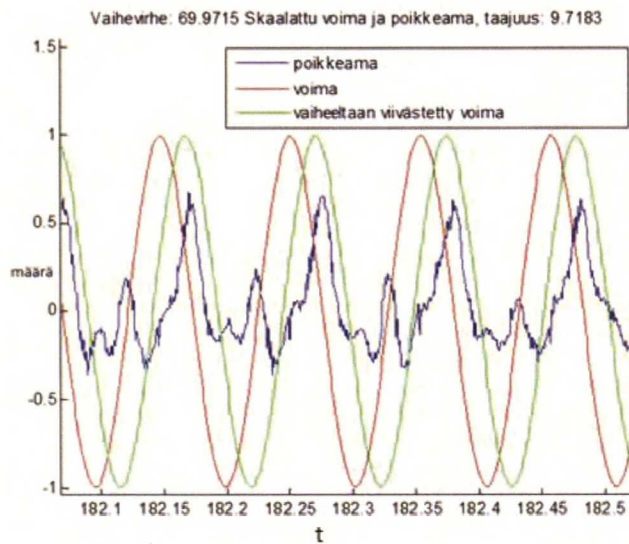
Kompensoimalla mittausta rullan muodolla saatiin rullan epäpyöreiden aiheuttamia systemaattisia virheitä vähennettyä, kuten kuvasta 32 näkyy neljältä kierrokselta. Mitä matalampi on ajonopeus ja vähemmän aikaa rulla on ehtinyt pyöriä ja muuttaa muotoaan, sitä paremmin muotovirhe saadaan suodatettua pois käyttämällä ajoa edeltävää lasermittausta.



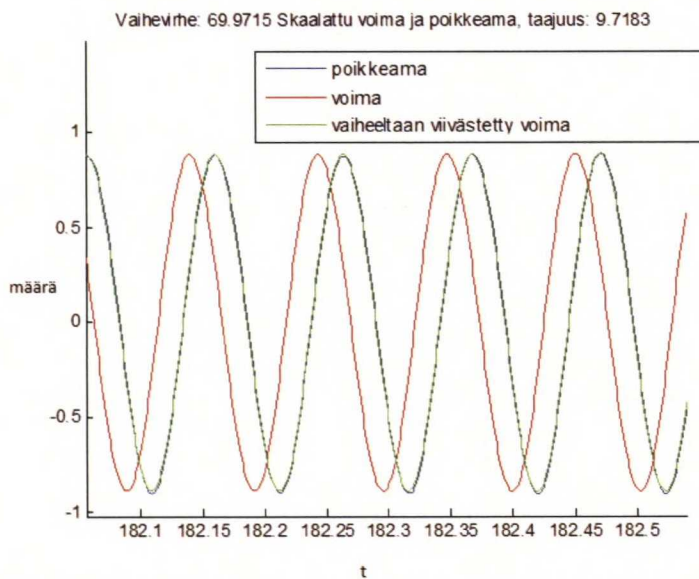
Kuva 32 : Alkuperäinen laserdata ja data, josta muoto on suodatettu pois.

Seuraavassa vaiheessa askelmaisesti kiihdytetty ajo jaetaan vakionopeuksisiin osiin. Näiden sisällä oletetaan, että prosessin käytös on ollut stationaarista. Mitattu värähtelyliike suodatetaan niin, että ainoastaan kerran kierroksella tapahtuvat ilmiöt jäävät jäljelle. Lasketaan pulssimittauksen avulla kullekin hetkelle taajuus ja vaihe rullalle. Näiden avulla, kun käytetään massaltaan tunnettua painoa epäkeskisyyden lähteenä, voidaan laskea voiman suuruus kaavan (23) avulla ja jakaa se kohtisuoriin komponentteihin. Tämän jälkeen liikkeen ja voiman suuruutta voidaan vertailla. Jakamalla liikkeen amplitudi voimalla saadaan tarvittava vahvistus piirrettyä. Vaihetta laskiessa on huomattava suodattaa myös voima samalla suodattimella kuin liike, jottei suodattimen vaihevirhe vaikuttaisi identifioitavaan vaiheeseen. Suodatin suunnitellaan automaattisesti jokaisella taajuudella uudelleen valitsemaan tarvittu kapea taajuuskaista. Suodattimena käytettiin viidennen kertaluvun toisen tyyppin Tšebysev-suodatinta, joka suunniteltiin "Filter Design" -Toolboxilla vastaamaan tarvittuja taajuus- ja desibelirajoja. Kuvassa 33 on suodattamaton rullan paikka sinisellä, epäkeskisen massan aiheuttama voima punaisella ja vihreällä vaihteeltaan viivästetty voima, joka on liikkeen kanssa samanvaiheinen. Kuvassa 34 on skaalattu voima punaisella sekä suodatettu paikka sinisellä ja vihreällä vaihteeltaan siirretty voima,

josta näkee selvästi että se on samanvaiheinen suodatetun paikan kanssa. Molemmissa tapauksissa sama viive on tuottanut maksimaalisen ristikorrelaation eli tällä taajuudella suodatus ei edes olisi välttämätön.



Kuva 33 : Suodattamaton liikedata verrattuna voimadataan ja optimaalinen vaihesiirto

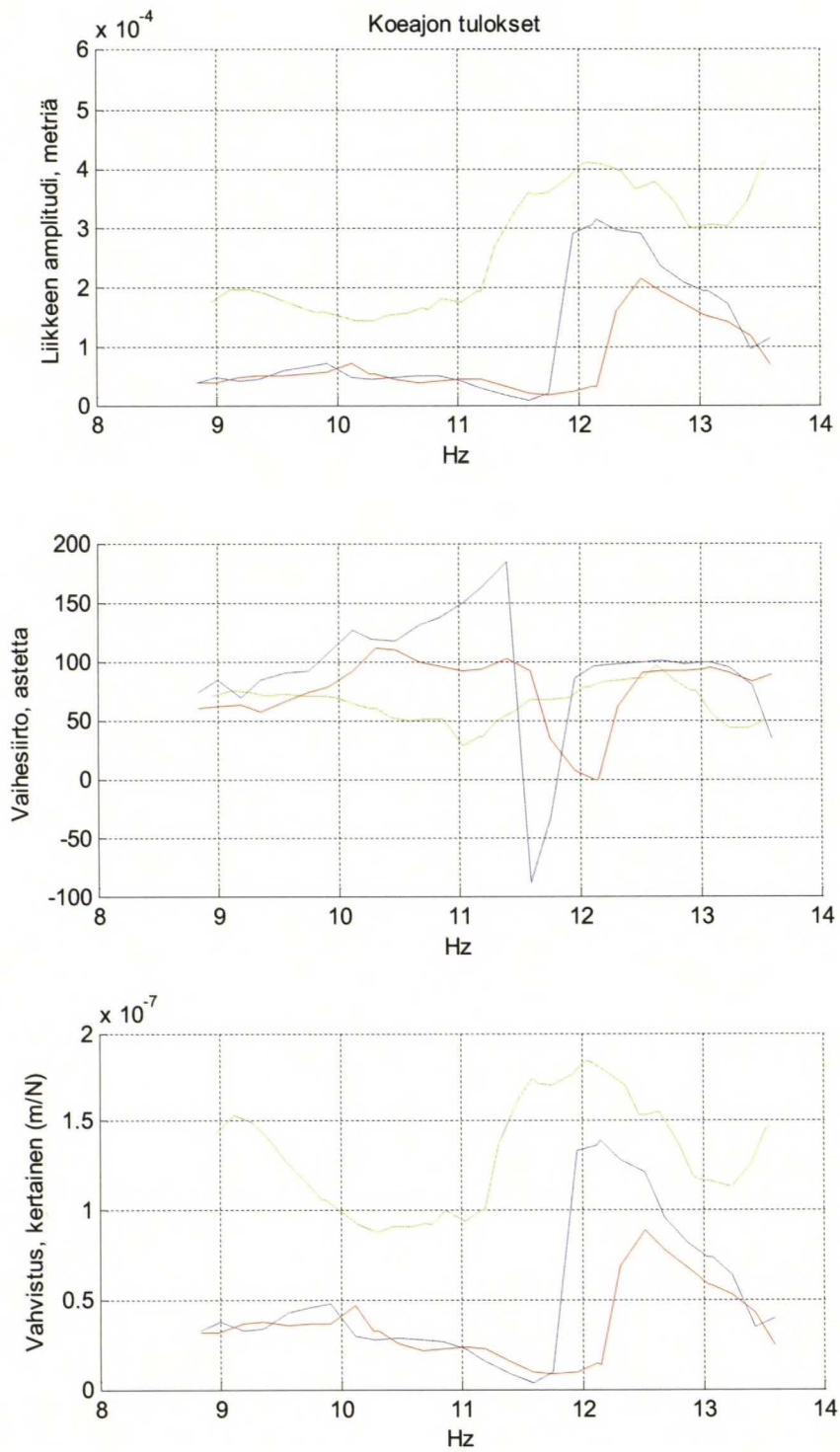


Kuva 34 : Suodatettu liikedata verrattuna voimadataan ja optimaalinen vaihesiirto

Seuraava koeajo tehtiin epäkeskoilla painoilla, jotka olivat yhteensä 1,820 kg massaltaan ja 0,332 metrin päässä rullan keskiöltä. Kuvassa 35 on kolmen koeajon tuloksia. Ylimmässä osassa on mitattujen liikkeiden amplitudit kullakin taajuudella. Nämä on saatu suodattamalla laserdatasta kaistanpäästösuodattimella oikea taajuus esiin ja laskemalla sillä taajuudella signaalin keskihajonta. Toisessa osassa on vaihe-

ero voiman ja liikkeen välillä. Liike on voimaa jäljessä positiivisilla vaihe-eron arvoilla. Kolmannessa osassa on siirtofunktiolta saatu vahvistus voiman ja liikkeen välillä. Yhden Newtonin voimalla saadaan tässä suuruusluokaltaan  $10^{-7}$  metrin eli kymmenesosa mikrometrin, liikkeitä aikaan. Kun käytettävä voima on tuhansia Newtonia, on liike silloin millimetrin kymmenyksiä, kuten ylimmästä kuvan osasta on huomattavissa. Kaikissa koeajoissa on huomattavissa liikkeen amplitudin kasvu 11 Hz:n ympäristössä, jonka jälkeen myös vaiheessa tapahtuu nopea muutos. Tämän vuoksi näistä käyristä saatava malli ei luultavasti ole luotettava resonanssin ympäristössä.

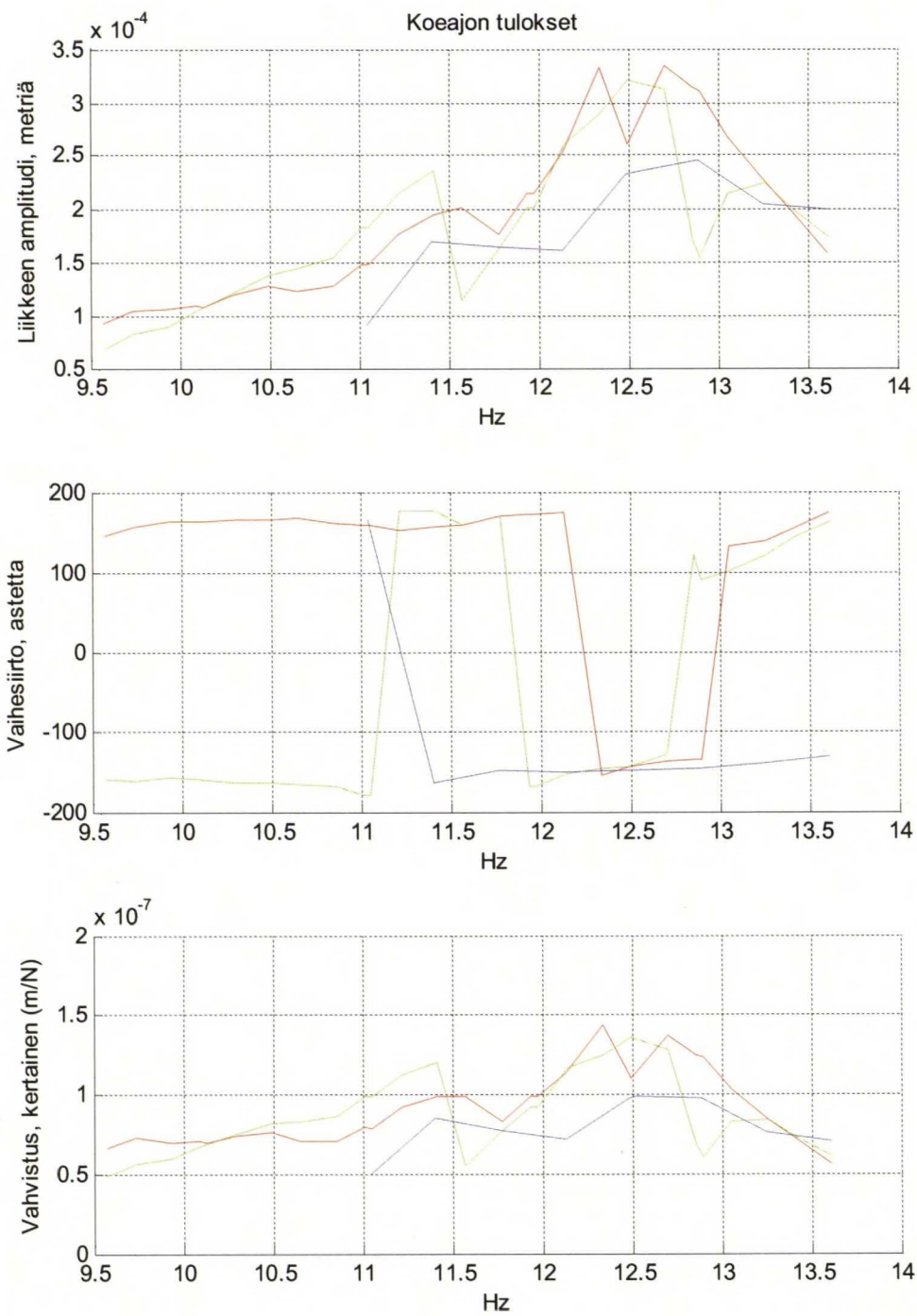




Kuva 35 :Liikkeen amplitudi pyörimistaajudella, liikkeen ja voiman välinen vaihe-ero sekä vahvistus, kolmelta eri ajolta eri väreillä

Näiden mittausten avulla muodostetaan säätimelle tarvittavat siirtofunktiot, joilla se voi estimoida epäkeskisen massan vaihetta ja suuruutta laserdatan perusteella.

Verrataan sitten epäkeskisen painon kanssa tehtyjä koeajoja ilman niitä tehtyihin. Saadut tulokset ilman lisäpainoja tehdyttä ajolta esitetään kuvassa 36. Epätasapainon vaihe on nyt selvästi poikkeava. Se on noin 180 astetta, mutta syklisyyden takia vaihe on piirtynyt positiiviselle ja negatiiviselle puolelle. Amplitudit ovat lähes samaa luokkaa kuin painojen kanssa. Tästä voidaan päätellä, että prosessin identifiointi on haastavaa, ja kerran kierroksella vaikuttava epäkeskinen voima ei välttämättä ole suurin heräte värähtelyille. Hylsylukkojen epäkeskinen kiinnitys vaikuttaa mahdollisesti enemmän ja samoilla taajuuksilla. Toinen mahdollisuus on, että rullan oma tasapainotus on huono, ja asennetut painot muuttavat sitä toiseen suuntaan, mutta eivät juurikaan lisää. Tasapainotus telatehtaalla, aukirullaimella tai teloilla ei kuitenkaan onnistunut normaaleja keinoja käyttäen, mahdollisesti viskoelastisuuden, epäkeskisen akselin tai jonkin muun syyn takia.

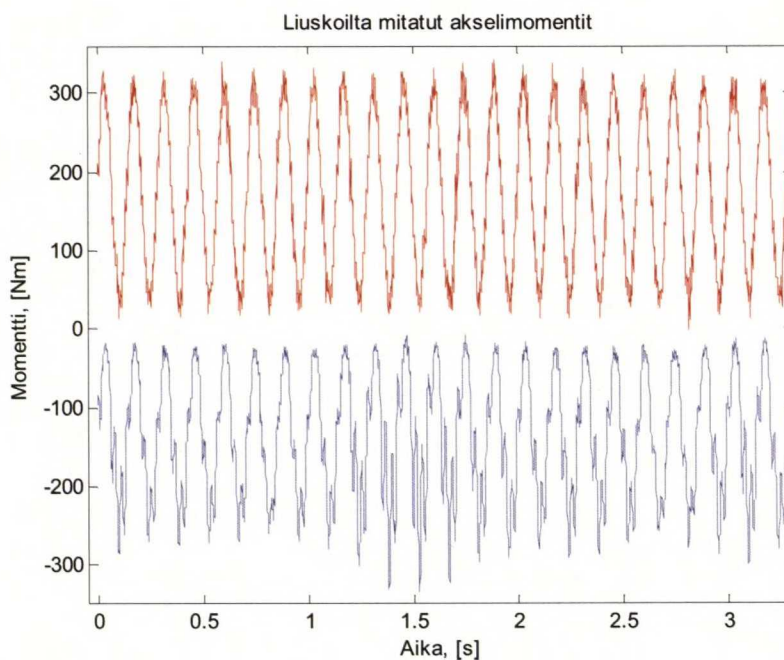


Kuva 36 :Liikkeen amplitudi pyörimistaajuudella, liikkeen ja voiman välinen vaihe-ero sekä vahvistus, kolmelta eri ajolta eri väreillä



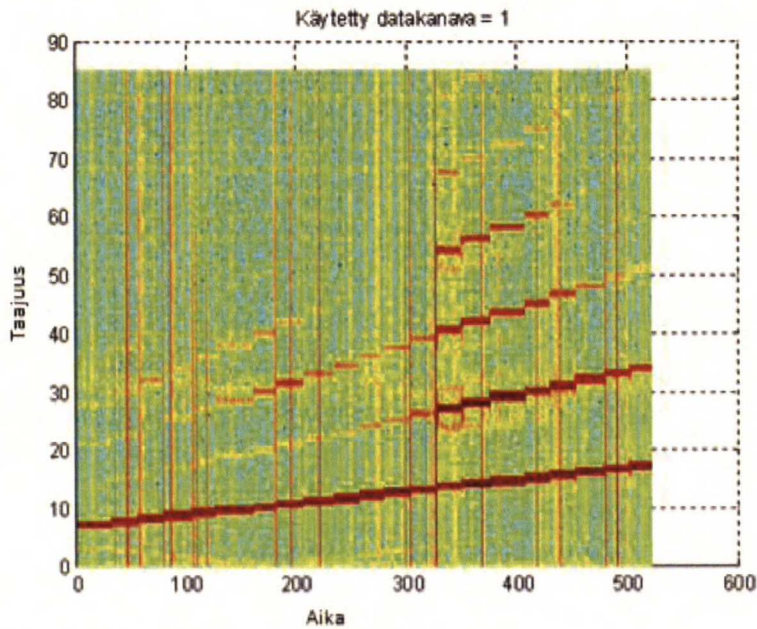
### 4.3.2 Tuotetun värähtelyn dynamiikan identifiointi

Tässä kolmen koeajon sarjassa on tavoitteena selvittää, millaisella dynamiikalla harmoninen momentti muuttuu värähtelyksi rullalla. Rullaa pyöritetään matalalla nopeudella teloilla, ja moottoreiden momenttiohjeisiin summataan portaittaisesti taajuudeltaan kasvavaa vakioamplitudista keskenään samanvaiheista ja -amplitudista momenttia. Säätimeistä käytössä on ainoastaan momenttien vaihetasausosio. Kuvassa 37 on erään mittauksen alusta akseleiden samanvaiheiset momentit. Parametrit on valittu niin, että momentti ei pääse vaihtamaan merkkiä, mutta on amplitudiltaan maksimaalinen käytetyllä rullausvoimalla. Vaiheen tasaus on kuvassa jo päällä ennen ajon alkua, joten momentit ovat samanvaiheisia. Negatiivisen momentin käydessä nollan lähellä on häiriöitä nähtävissä noin 1,5 sekunnin kohdalla. Näitä häiriöitä esiintyy pahemmin, kun monikerrat tulevat esille korkeammilla taajuuksilla.



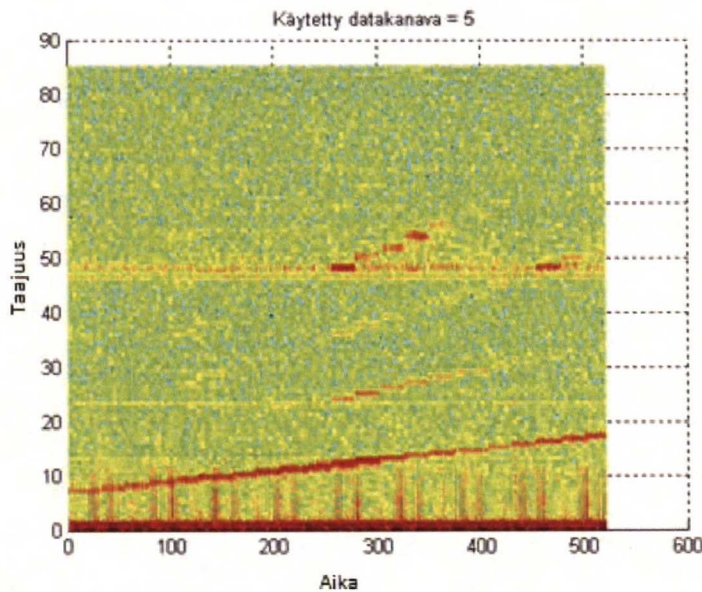
Kuva 37 : Liuskoilta mitatut momentit, takatela negatiivinen, etutela positiivinen

Hyvän kuvan ajossa käytettävästä momentista saa sen spektrogrammista, joka on kuvassa 38. Selvästi osa momentista nousee monikerroille hetken 300 s jälkeen. Kuitenkin myös pääkomponentti pysyy tunnistettavana.



Kuva 38 : Etutelan momenttimittauksen spektrogrammi

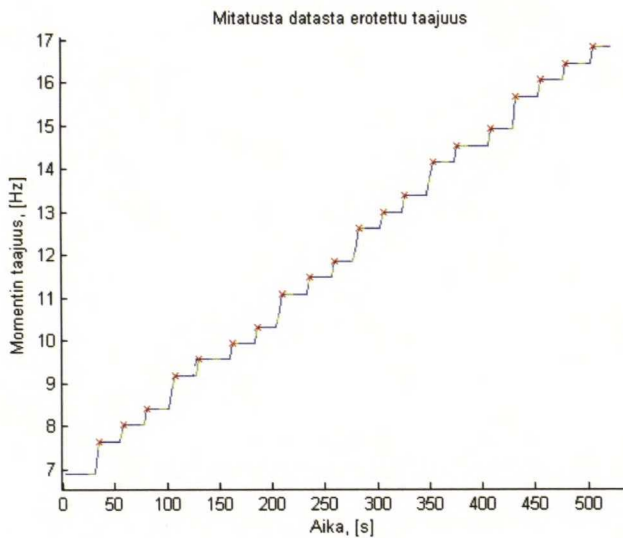
Aikaansaadut värähtelyt käyvät ilmi lasermittauksen spektrogrammista, joka on kuvassa 39. Myös lasermittauksessa monikerrat alkavat näkyä noin 300 sekunnin kohdalla, jolloin ylitetään konesuuntainen resonanssitaajuus 12,6 Hz. Toinen mahdollinen selitys voi olla akseli-resonanssi noin 25 Hz:n taajuudella.



Kuva 39 : Laseretäisyyden spektrogrammi

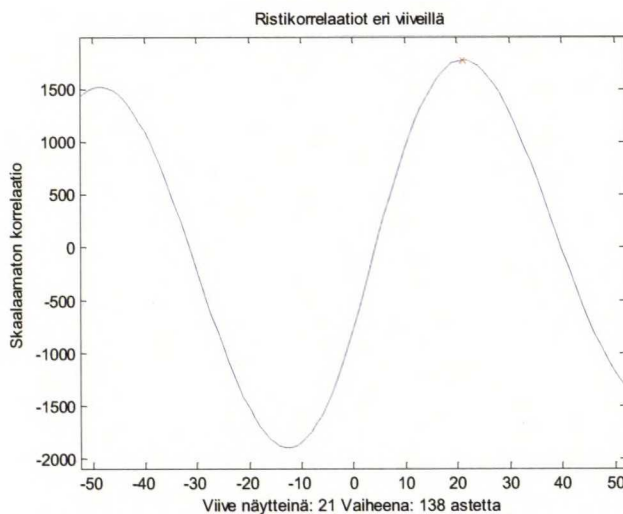
Ajon eri taajuudet jaetaan omiksi paloikseen, joiden alut tunnistetaan FFT:n maksimin perusteella. Kuvassa 40 käy ilmi jako. Tällöin saadaan datasta sopivat alueet, joiden

sisällä voidaan suodattaa ensin käytetty taajuus esille ja sen jälkeen etsiä ristikorrelaation avulla viive, jolla signaalit ovat samanvaiheisia.



Kuva 40 : Taajuuden mukaan jaoteltu data

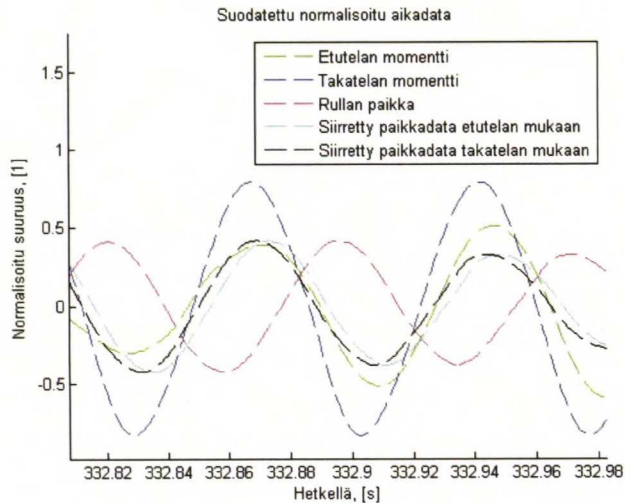
Kuvan 41 mukaisesti maksimaalinen korrelaatio esimerkin taajuudella paikan ja momenttien välillä on viiveellä 0,021 s, joka vastaa kyseisellä taajuudella 138:aa astetta.



Kuva 41 : Maksimaalisen korrelaation etsintä

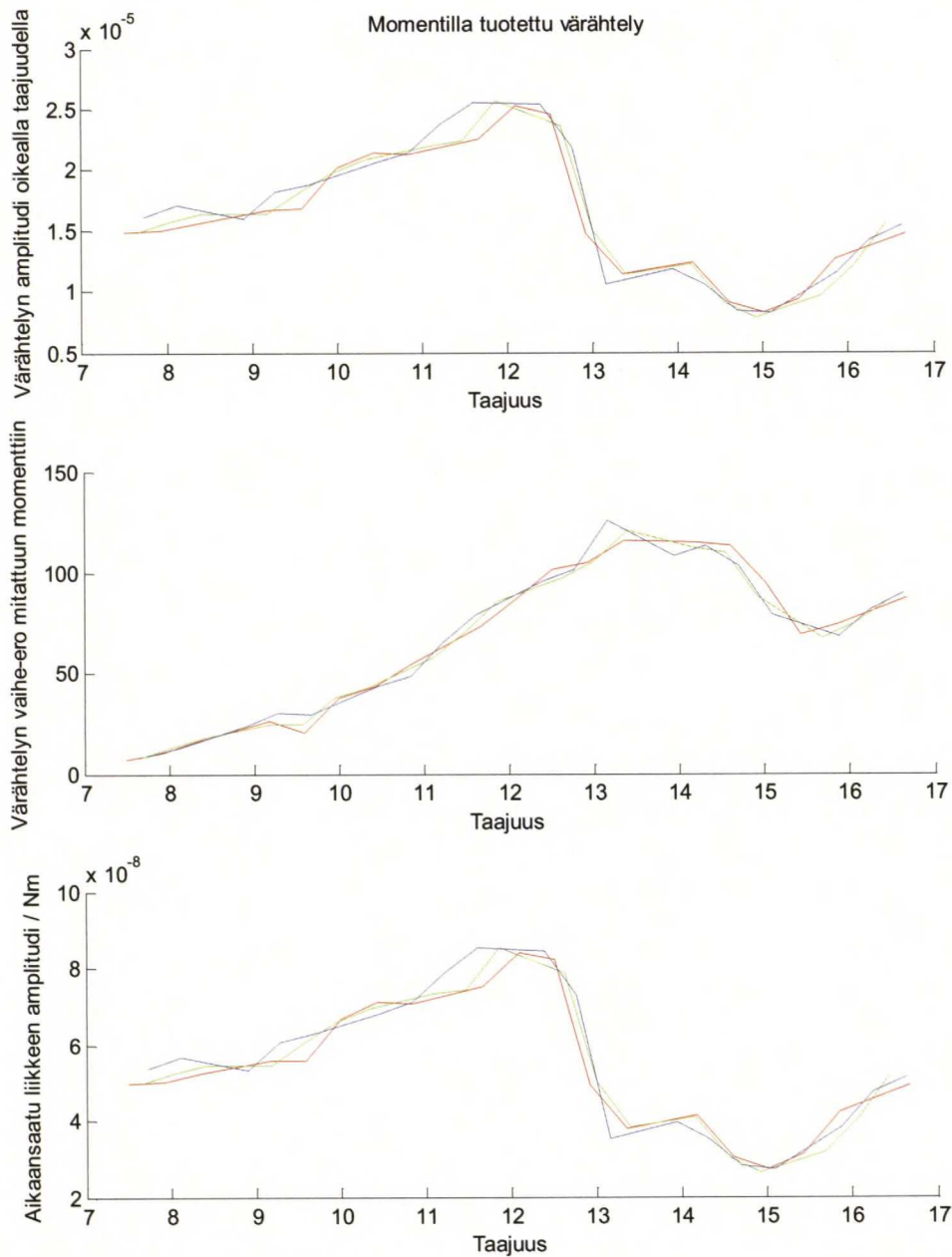
Laskettu vaihe voidaan tarkastaa piirtämällä suodatettu paikkadatan momenttidatan kanssa samaan kuvaan. Värähtelyiden pitäisi olla tällöin samanvaiheisia. Kuvan 42 mukaisesti havaittu siirto on oikea, koska vihreä ja turkoosi viiva ovat samanvaiheiset, kuten myös sininen ja musta.





Kuva 42 : Suodatetun mittausdatan vaiheiden vertailu, skaalattuja suureita

Lasketaan kaikilla käytettävillä taajuuksilla vaihesiirto signaaleiden välillä maksimaalisen ristikorraation avulla kustakin kolmesta eri ajosta. Kuvassa 43 on esitelty saadut identifioituneet käyrät eri ajoilta. Havaitaan, että kaikilla identifioinneilla saatiin melko samankaltaiset tulokset. Tämän perusteella voidaan siis käyttää identifioitua dynamiikkaa tuotettavan momentin ja liikkeen välillä myös säätimessä ilman suurta riskiä virheestä. Vaihe-ero kasvaa nopeasti taajuuden kasvaessa noin 13,5 Hz:iin asti, jonka jälkeen se laskee. Amplitudi pienenee sen takia, että suuremmilla taajuuksilla enemmän energiaa vuotaa monikerroille, kuten spektrogrammeista oli havaittavissa. Hieman yllättäen 12,6 Hz:n resonanssi ei näy selvästi vaiheen dynamiikassa. Tämä puoltaa havaintoa akseli-resonanssista.



Kuva 43 : Kolmen identifiointiajon tulokset vaiheesta ja voimakkuudesta piirrettynä yhteen

Tässä koeajossa huomataan, että aikaansaatu liike on amplitudiltaan noin kymmenesosa siitä, mitä liike oli ensimmäisen koeajon tapauksessa. Epäkeskinen paino siis tuottaa selvästi suuremman voiman kuin käytöillä tässä saadaan aikaan. Pieni voima rajoittaa säätimen tehokkuutta suurilla epäkeskisyyksillä tai taajuuksilla

etenkin, koska aikaansaadun värähtelyn amplitudi pienenee korkeilla taajuuksilla, kun taas epäkeskisyydestä aiheutunut kasvaa.

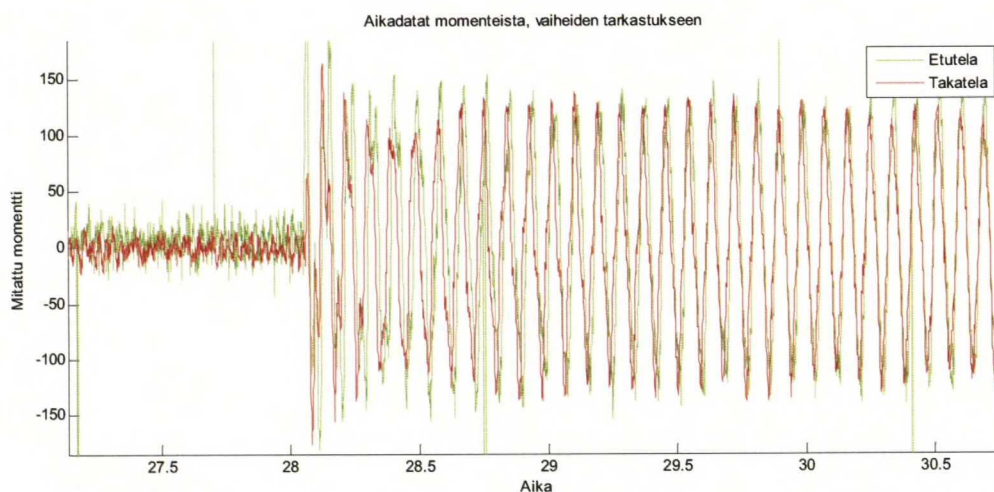
Suurin aikaansaatu värähtely on taajuudella 12 Hz noin  $2,5 \cdot 10^{-5}$  metriä, joka vastaa sillä taajuudella noin voimaa 250 N kuvan 41 arvojen mukaan. Tulos on suuruusluokaltaan hyvinkin uskottava, koska telojen ja rullan halkaisijat ovat samaa, noin metrin, suuruusluokkaa, jolloin momentin muuttaminen vipuvarrella liikkeeksi tuottaa samaa suuruusluokkaa olevia voimia. Käytetty momentti on suuruusluokkaa 300 Nm. Painotelalla saadaan luultavasti puolet lisää voimaa, koska painotelan halkaisija on murto-osa telojen halkaisijoista. Voimaa voidaan saada lisää enemmänkin, jos kytkentä voiman ja momentin välillä vahvistuu. Painotelan ja moottorin välillä ei ole momenttia rajoittavaa nivelakselia vaan hihnavälitys. Tämän vuoksi käytettävällä momentilla ei ole niin tiukkoja rajoitteita, mutta toisaalta sen mittaaminen ja synkronointi eivät vielä onnistu, joten sitä ei voitu käyttää. Kuitenkin huomattavaa on, että 250 N:n voima muodostuu taajuudella 12 Hz:ä pyörivästä telasta jo epäkeskisyydellä 0,044 kgm, joka rullan kehällä vastaa noin 100 g:n massaa. Käytetyt massat olivat noin 2 kg, eli yli dekadin suuremmat. Ilmankaan epäkeskisiä massoja telan epäkeskisyyttä ei saatu 1 kg:n alapuolelle. Suoralla vastavoiman tuottamisella saadaan siis mahdollisesti vain 10 % vaimennus käytetyllä koeleikkurilla.

#### 4.3.3 Vaimennuksen tehokkuuden tutkiminen

Tässä kokeessa pyöritetään epäkeskisyysspainot kiinnitettynä koerullaa vakionopeudella. Kokeen aikana kytketään päälle harmoninen lisämomentti teloille. Momenttia tuotetaan pyörimistaajuudesta poikkeutettuna 0,1 Hz:llä, jolloin syntyy ilmiö, jossa pyörimisen ja momentin välinen vaihe vaeltaa 10 sekunnin aikana 360 astetta. Käytetty amplitudi on suurin mahdollinen. Näitä kierroksia mitataan useita, ja verrataan, millaisia suuruuksia laseretäisyysmittarilla saadaan mitatuksi rullan liikkeestä kerran kierroksella. Koska tässä kokeessa ei vielä pyritä identifioimaan epäkeskisyyden määrää tai käyttämään identifioituja taajuusvasteita tuotetun momentin tai aiheutuneen liikkeen suhteen, on säätimestä käytössä ainoastaan osa, joka samantavaisesti aiheutuneet momentit. Koska koko kierroksen vaiheet käydään läpi, osutaan välttämättä oikeaan vaiheeseen, jolla värähtely minimoituu, mutta myös



vaiheeseen, jolla värähtelyn määrä maksimoituu. Kuvassa 44 näkyy esimerkki käytetyistä momenteista ennen kytkemishetkeä ja hieman sen jälkeen.

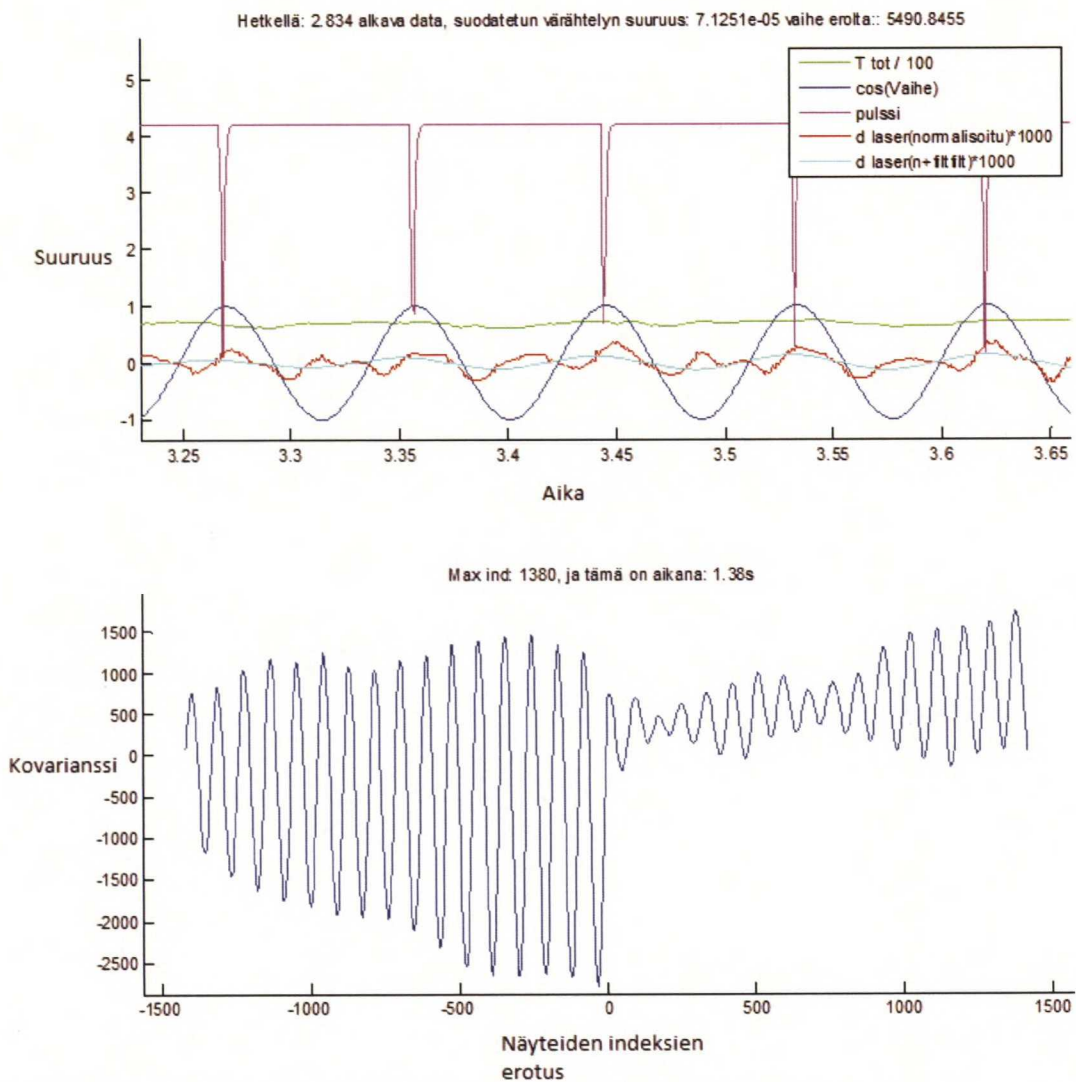


Kuva 44 : Momenttien kytkeminen ja samanvaiheisuus

Momentin päälle kytkemisen vaikutusta ei silmämääräisesti pysty lasermittausdatasta tai sen spektrogrammista huomaamaan. Mitatusta värähtelystä tässä kokeessa noin neljäsosa saadaan pois muotovirheen kompensoinnilla. Kompensointiin käytetään ennen koetta tehtyä muotomittausta. Suodatus tapahtuu aina koeajon jälkeen, eikä reaaliaikaista versiota suodatuksesta ole vielä olemassa. Kuitenkin jäljelle jäävästä värähtelystä vielä suurin osa, noin kolme neljänestä, on kaksi kertaa kierroksella tapahtuvaa. Tämän takia kerran kierroksella tapahtuman värähtelyn muutosten tunnistamiseen täytyy käyttää toista suodatusta, joka on tässä tapauksessa kaistanpäästösuodatin.

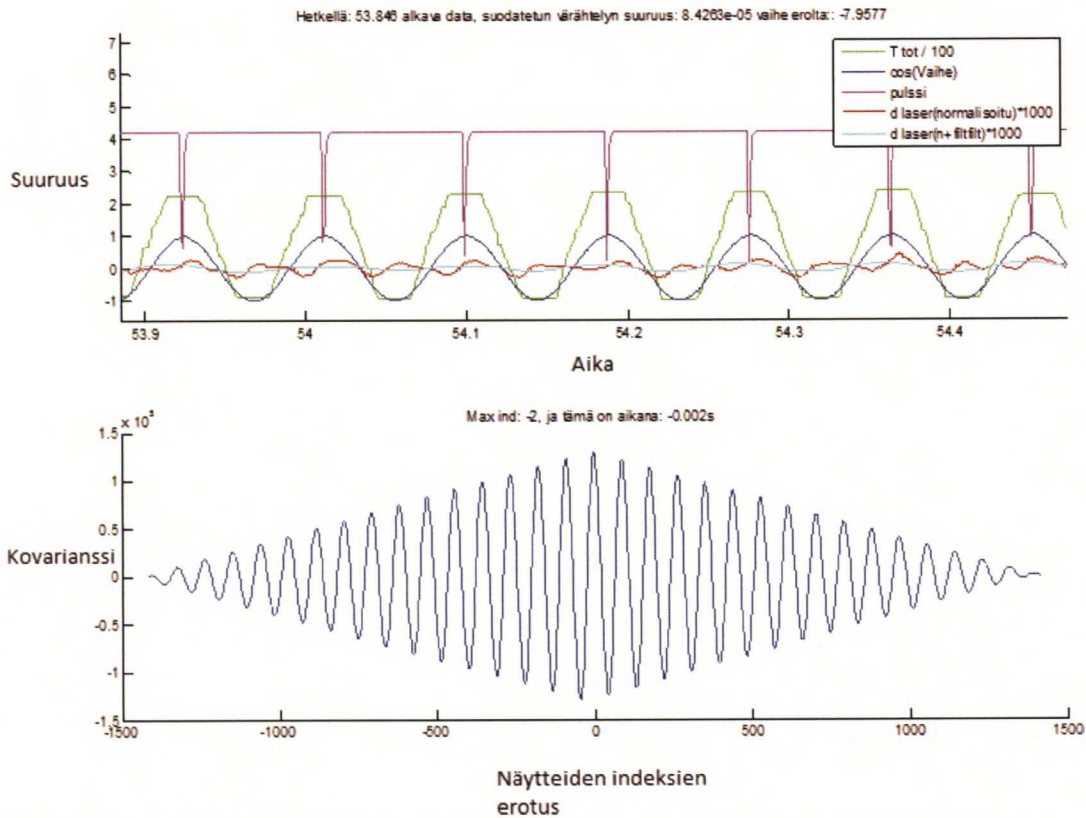
Seuraavissa kolmessa kuvassa 45, 46 ja 47 on esitettyinä tarpeelliset suuret momentin aikaansaaman vaimennuksen tutkimiseen. Ensimmäisessä kuvassa on tilanne ennen harmonisen momentin kytkemistä, toisessa kun harmoninen momentti on samanvaiheinen värähtelyiden kanssa ja kolmannessa vastakkaisvaiheisena. Kussakin kuvassa näkyy momenttien summa vihreällä, rullan vaiheen tunnistamiseen käytetty pulssi violetilla ja sen avulla arvioitu epäkeskisyyspainon harmoninen liike x-suunnassa sinisellä. Lisäksi kuvassa on lasermittauksella saatu värähtelyn raakadata punaisella ja siitä kaksisuuntaisella FIR-suodatuksella saatu vaihevirheetön kerran kierroksella värähtelyn taajuudelle osuva osuus vaalean sinisellä. Toisessa osassa on summamomentin ja epäkeskisyyspainon välinen ristikorrelaatio, jonka maksimin

viivästyksestä voidaan laskea näiden signaaleiden välinen vaihe-ero. Ylemmän kuvan otsikossa on kerran kierroksella esiintyvän värähtelyn standardipoikkeama, joka tässä tilanteessa oli noin 71 mikrometriä.



Kuva 45 : Momentin, rullan epäkeskisyyden ja värähtelyn vaiheet ennen päälle kytkentää

Seuraavassa kuvassa on esillä tilanne, jossa momentti on samenvaiheinen epäkeskisyyden kanssa. Positiivinen momentti aiheuttaa rullaa taaksepäin, eli käytetyssä koordinaatistossa koneen etuosaa päin, kiihdyttävän voiman, ja positiivinen rullan vaihe kuvaa epäkeskisyyden sijaintia edessä. Koska tuotetun momentin ja sen aiheuttaman voiman välillä on kuitenkin vaihe-eroa, ei voida suoraan sanoa, että tällöin vaimennus on maksimaalinen. Myöskin kiihtyvyyden ja paikan välillä on vaihe-eroa.

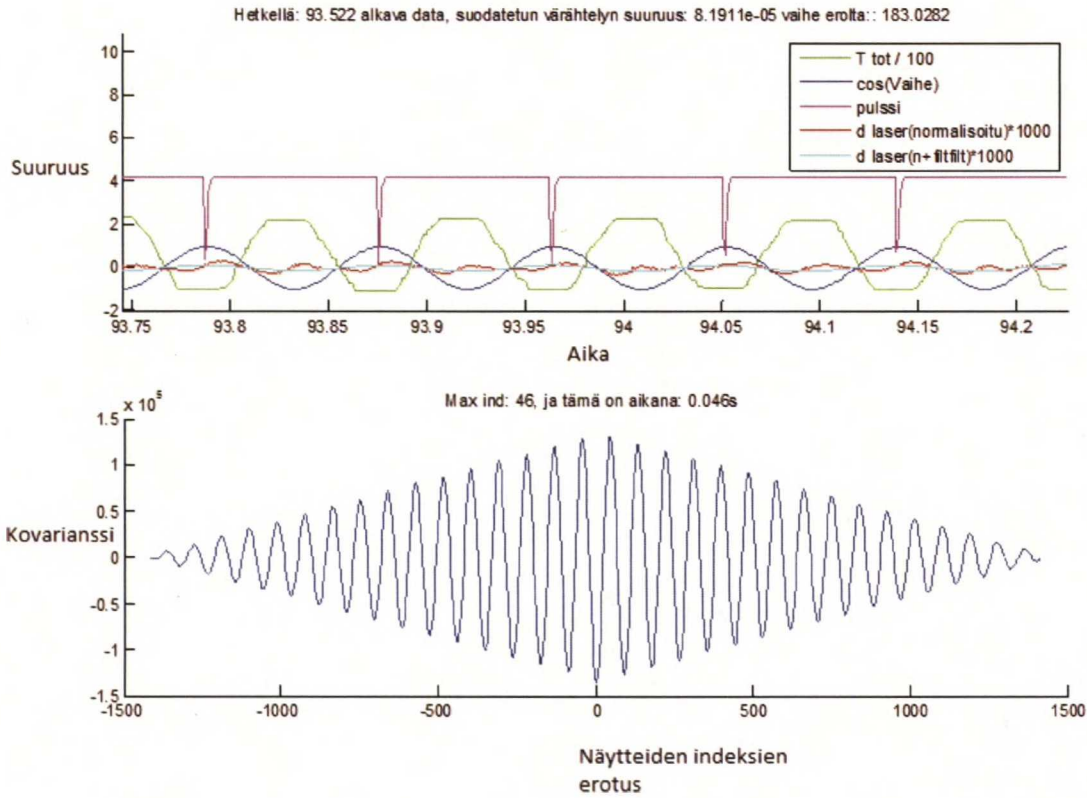


Kuva 46 : Prosessin mittaukset, kun tuotettu momentti on samanvaiheinen epäkeskisyyden kanssa

Tässä kuvassa vihreällä piirretty momenttien summa ja tummansininen epäkeskisen massan paikka ovat selvästi samanvaiheisia. Nyt ristikorrelaatio on hyvin symmetrinen, ja sen maksimi löytyy helposti nollan läheltä. Maksimaalinen ristikorrelaatio saavutettiin viiveellä -2 ms, joka vastaa rullan pyörimisaajuudella noin -8 asteen vaihe-eroa. Värähtelyn suuruus on nyt standardipoikkemaltaan 84 mikrometriä.

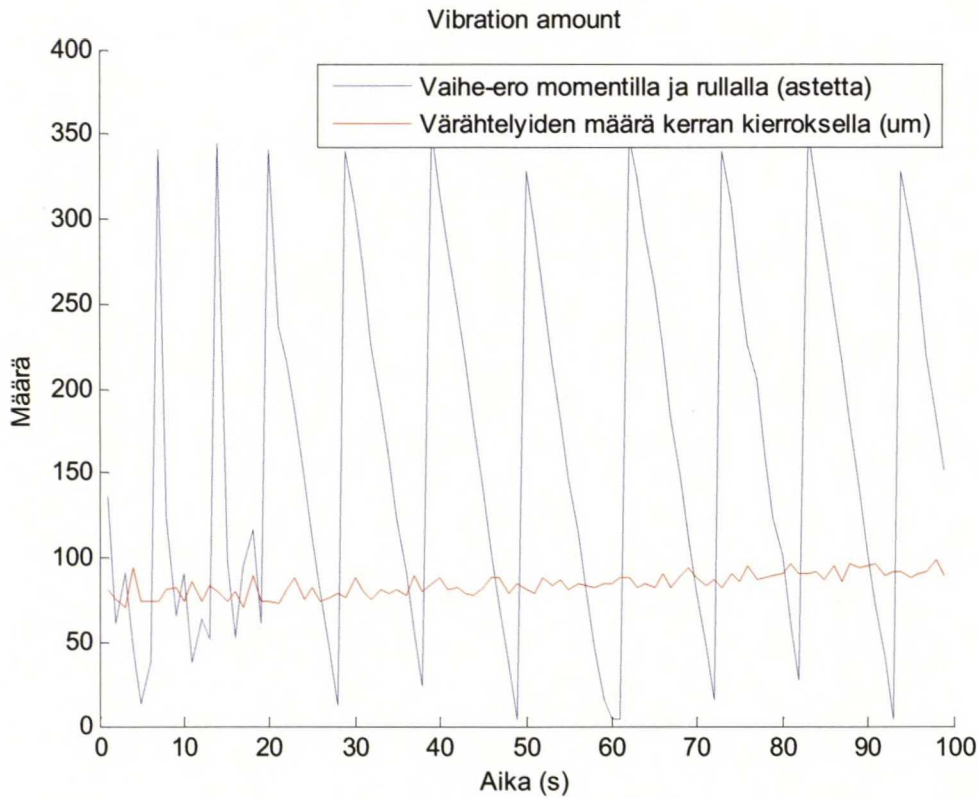
Seuraavaksi otetaan täysin vastakkainen tilanne, jossa epäkeskisyyden vaihe on vastakkainen tuotetun momentin kanssa. Huomataan, että tällöin ristikorrelaatio 0-viiveellä on negatiivinen ja suuri. Värähtelyn taso on 82 mikrometriä, eli hyvin lähellä edellisiä arvoja. Esitettyjen kuvien lisäksi myös muita vaihe-eroja tutkittiin, eikä merkittäviä muutoksia värähtelyn tasoissa havaittu millään tietyillä vaiheilla.





Kuva 47 : Prosessin mittaukset, kun tuotettu momentti on vastakkaisvaiheinen epäkeskisyyden kanssa

Kuvassa 48 näkyy koko ajolta värähtelyn voimakkuus ja tuotetun momentin ja epäkeskisen painon vaihe-ero. Silmämääräisesti tai tilastollisesti mitään korrelaatiota näistä ei havaita. Tämän vuoksi on pääteltävä, että toimilaite ei tällä tavalla pysty vaikuttamaan riittävästi rullan kerran kierroksella esiintyviin värähtelyihin. Näin ollen säätimen toiminnan tutkiminen rajoittuu simuloituun dataan.



Kuva 48: Koko ajolta värähtelyn voimakkuus mikrometreinä ja vaihe-ero momentin ja epäkeskisyyden välillä

#### 4.3.4 Automaattisesti haettu vaimennus

Koekoneella edellisten kokeiden perusteella ei pystytä havaitsemaan värähtelyn vaimentumista johtuen momentin suuruuden rajoituksista ja käytetyn rullan epäkeskisyyden suuresta määrästä. Kokeita tullaan jatkamaan paperirullilla, jotka toivottavasti saadaan vähemmän epäkeskiseksi. Automaattista vaimennusta voidaan kuitenkin tutkia simuloimalla tarkemmin, kuten kappaleessa 3.2.3 tehtiin.

## 5. Yhteenveto ja päätelmät

Työssä tutkittiin sähkökäyttöillä tehtävää aktiivista värähtelyn vaimennusta kantotela-leikkurin kiinnirullauksen konesuuntaisiin värähtelyihin. Tutkimus aloitettiin tekemällä Simulink- ja SimMechanics-malli leikkurin kiinnirullauksesta. Mallin toimintaa ja parametrejä tarkastettiin koeajoilla. Mallin tärkeimpien osien yhtälöt on johdettu fysikaalisista lähtökohdista. Tämän jälkeen suunniteltiin tunnettujen toimi- ja mittalaiterajoitusten perusteella sopiva säätö- ja estimointialgoritmi. Säätöalgoritmin kehitys tehtiin samanaikaisesti koeajoilla ja mallin avulla. Koeajoilla havaittiin, että prosessin dynamiikasta osa identifioituu hyvin ja osa huonosti. Hyvin identifioitui tuotetun momentin muutos rullan liikkeeksi, kun taas rullan pyörimisestä johtuvat värähtelyt eivät olleet stationaarisia. Estimaattori saatiin toimimaan erittäin hyvin simuloituissa ajoissa ja osittain todellisella prosessilla. Säätimen toiminta simulaattorilla oli hyvä, joskaan ei täydellinen. Säätimen toimintaa simulaattorilla ei kokonaan viimeistelty, koska seuraavassa vaiheessa tutkimusta siihen luultavasti tulee suuria muutoksia. Todellisessa prosessissa olleet häiriöt olivat liian suuria, jotta toimilaitteen vaikutus olisi saatu näkymään datassa. Tämän vuoksi säätimen toimintaa prosessilla ei pystytty tutkimaan.

Tutkimuksen yhteydessä syntyi suuri määrä jatkokehitysideoita, joista osa jouduttiin rajaamaan pois tässä vaiheessa. Suurimpana haasteena on toimilaitteen riittämätön kyky vaikuttaa suurilla epäkeskisyyksillä tai nopeuksilla rullan liikkeeseen. Tätä korjaamaan syntyi muutamia ideoita. Painotelalla voidaan tuottaa lisää voimaa rullalle. Painotelan säde on pienempi kuin kantotelojen, joten samalla momentilla saadaan suurempia voimia aikaan. Painotelalta momentin mittaaminen ja hihnavedon dynamiikan identifiointi on kuitenkin vielä ratkaistava. Useimmissa tapauksissa kardaanien välyksen aiheuttamia rajoitteita ei voida poistaa, mutta suora-akselisella koneella voitaisiin käyttää suurempia momentteja. Paperi tuo jatkossa rullattavana materiaalina myös mukaan oman viskoelastisuutensa. Rullauksessa minimaalisen epäkeskisyyden muodostaminen voi olla tehokkaampi tapa estää värähtelyitä kuin varsinainen värähtelyn vaimennus. Tätä varten seuraavaksi rullan muodostamisen avulla pyritään muodostamaan malli, jossa säädin auttaa konetta muodostamaan mahdollisimman pyöreät ja tasapainoiset rullat. Käänteisen dynamiikan sijaan erilaisia tilaesityksellä tehtäviä malleja, optimisäättöä ja Kalman-suodattimia on



myöskin syytä vielä tutkia. Muodostuvaa rullaa voidaan myös joutua käsittelemään hajautettujen parametrien järjestelmänä.

Kiinnirullauksessa esiintyviin värähtelyongelmiin ei yksiselitteistä ratkaisua ole onnistuttu vielä löytämään. Kantoteloilla tehtävä aktiivinen värähtelyn vaimennus voidaan saada toimimaan pienillä epäkeskisyyksillä sopivissa olosuhteissa, mutta mekaniikan rajoitteiden takia on järkevämpää keskittyä muodostamaan mahdollisimman pyöreä rulla kuin pyrkiä vaimentamaan suuria häiriövoimia. Jatkotutkimus näiltä uusilta näkökannoilta on jo käynnissä paperirullilla, paremmilla mittauksilla ja uusilla menetelmillä.

## 6. Lähteet

Bruce, M. Estimation of Variance by a Recursive Equation, 1969, s. 3-14, National Aeronautics and Space Administration Documents

Daly, D. How paper rolls on a winder generate vibration and bouncing, Paper Trade Journal, December 11, 1967, s. 48-51

Davenport, W. Integrating phase detector, 1993, European Patent Application EP0529836

Hakiel, Z., Nonlinear model for wound stresses, 1986, Finishing and Converting Conference

Hou, Y., Gao, Z., Jiang F., Boulter, B.T., Active Disturbance Rejection Control for Web Tension Regulation, 2001, Proceedings of the 40<sup>th</sup> IEEE Conference on Decision and Control

Inman, D., Vibration with Control, 2006, Wiley, s. 169-211

Inman, D., Engineering Vibrations, 2009, Third Edition, Pearson, s. 114, s.317

Jorkama, M., On the Winder Vibration Analysis, Licentiate's Thesis 1996, s. 12-16

Jorkama, M., The Role of Analytical Winding Dynamics in Winder Design, 1998, TAPPI Journal, Vol 81 s. 202-207

Koskinen, M., Paperin ja kartongin valmistus, 2012, s. 146

Kytö, J., Rullaussylinterin ja painotelan mallinnus kiinnirullaimen simulointiin, 2007, diplomityö, Lappeenrannan teknillinen yliopisto, s.14-18

Lähtenmäki, M. Värähtelymekaniikka, 2007, 4.3.2

Mathworks, Matlab dokumentaatio, Simulink, Choosing Solver Type

Möhle, H., Vibrationen an Papierrollmaschinen, Das Papier, 24. vuosikerta, 11 numero, s. 845-850

Paanasalo, J., Modelling and Control of Printing Paper Surface Winding, Doctoral Dissertation 2005, s.11-56

Stensby, J., Phase-Locked Loops, Theory and Application, 1997, CRC Press

Virtanen, T, Fault Diagnostics and Vibration Control of Paper Winders, Doctoral Dissertation 2006, s.81

Zwart, J. Winder Vibration Related to Set Throw-outs, 2003, s. 1-2

Åkerlund, K., Virtanen, T. Carrier-roll winder and method for using carrier-roll winder, 2009, European Patent Application EP 2108606A2



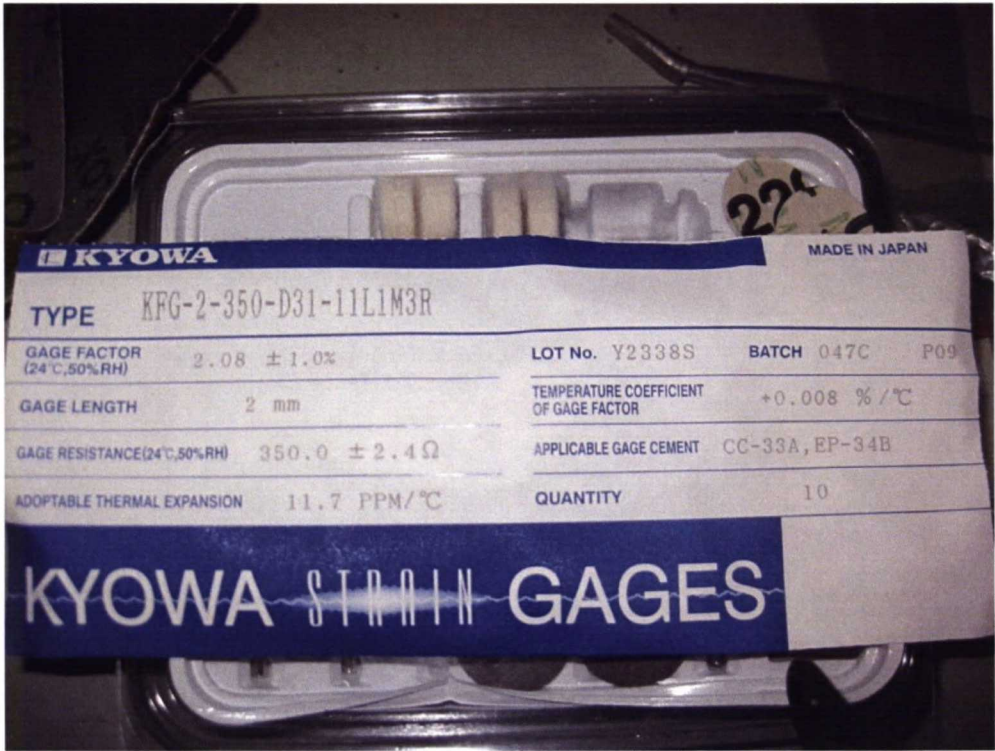
7. Liitteet

Liite 1 : Koekoneen parametrit mallinnukseen

Parametrin nimi	Muuttujan nimi ja suuruus	Yksikkö
Etutelan säde	$re = 0.85074/2$	m
Takatelan säde	$rt = 0.80067/2$	m
Painotelan säde	$rp = 0.290/2$	m
Rullan pituus	$L = 2.5$	m
Rullan halkaisija alussa	$rr0 = 0.744/2$	m
Rullan maksimisäde lopussa	$rrMax = .744/2$	m
Eksentrinen massa	$exentrMass0 = 2.0;$	kg
Akselin hitausmomentti	$Jakseli = 7.3;$	$kgm^2$
Etutelan hitausmomentti	$Jetu = 572;$	$kgm^2$
Takatelan hitausmomentti	$Jtaka = 417;$	$kgm^2$
Rullan hitausmomentti	$Jrulla = 196;$	$kgm^2$
Moottorin hitausmomentti	$Jroottori = 7.3;$	$kgm^2$
Painotelapalkin massa	$mpp = 8000;$	kg
Painotelan massa	$mp = 636;$	kg
Painotelan hitausmomentti	$Jp = 7.12;$	$kgm^2$
Painotelan x paikka	$x0p = re;$	m
Painotelan y paikka	$y0p = 1.17992-(0.8-rr0*2)-0.070/2+rp-0.05$	m
Takatelan massa	$mt = 3500$	kg
Takatelan x paikka	$x0t = 0;$	m
Takatelan y paikka	$y0t = 0;$	m
Etutelan massa	$me = 4452$	kg
Etutelan x paikka	$x0e = re+rt+0.02;$	m
Etutelan y paikka	$y0e = -0.004$	m
Rullan massa	$mr = 820;$	kg
Rullan hitausmomentti	$Jr = 196;$	$kgm^2$
Rullan x paikka	$x0r = rt+0.01$	m
Rullan y paikka	$y0r = 0.74495$	m
Epäkeskisyyden y poikkeama	$dyh = 0;$	m
Epäkeskisyyden x poikkeama	$dxh = 0.1;$	m
Jousivakio, takatela, x suunta	$kxt = 3.2*10^8;$	N/m
Jousivakio, takatela, y suunta	$kyt = 4.0*10^8;$	N/m
Vaimennusvakio, takatela, x suunta	$cxt = 98000;$	Ns/m
Vaimennusvakio, takatela, y suunta	$cyt = 87000;$	Ns/m
Jousivakio, etutela, x suunta	$kxe = 2.8*10^8$	N/m
Jousivakio, etutela, y suunta	$kye = 3.5*10^8;$	N/m
Vaimennusvakio, etutela, x suunta	$cxe = 85000;$	Ns/m
Vaimennusvakio, etutela, y suunta	$cye = 77000;$	Ns/m
Jousivakio, painotela, x suunta	$kxp = 3.2*10^8$	N/m
Jousivakio, painotela, y suunta	$kyp = 4.0*10^8;$	N/m
Vaimennusvakio, painotela, x suunta	$cxp = 98000;$	Ns/m
Vaimennusvakio, painotela, y suunta	$cyp = 87000;$	Ns/m
Jousivakio, painotelapalkki, x suunta	$kxl = 8.0*10^7;$	N/m
Jousivakio, painotelapalkki, y suunta	$kyl = 6.0*10^7;$	N/m
Vaimennusvakio, painotelapalkki, x suunta	$cxl = 35000;$	Ns/m

Vaimennusvakio, painotelapalkki, y suunta	cyl = 100000;	Ns/m
Painotelan voimaohje	Fp_ref = 4000;	N
Takatelan nipin radiaalinen jäykkyys	k_tr = 1.4*10^8;	N/m
Takatelan nipin tangentiaalinen jäykkyys	kn_tr = 5*10^6	N/m
Takatelan nipin radiaalinen vaimennus	c_tr = 130000;	Ns/m
Takatelan nipin tangentiaalinen vaimennus	cn_tr = 0.0015*kn_tr;	Ns/m
Etutelan nipin radiaalinen jäykkyys	k_er = k_tr;	N/m
Etutelan nipin tangentiaalinen jäykkyys	kn_er = kn_tr;	N/m
Etutelan nipin radiaalinen vaimennus	c_er = c_tr;	Ns/m
Etutelan nipin tangentiaalinen vaimennus	cn_er = cn_tr;	Ns/m
Painotelan nipin radiaalinen jäykkyys	k_pr = 8.0*10^7;	N/m
Painotelan nipin tangentiaalinen jäykkyys	c_pr = 80000	N/m
Painotelan nipin radiaalinen vaimennus	kn_pr = 5*10^5	Ns/m
Painotelan nipin tangentiaalinen vaimennus	cn_pr = 0.0015*kn_pr;	Ns/m

Liite 2 : Käytetyt momenttiliuskat spesifikaatioineen



Lähde: Kaisanlahti Mika, Metson sisäinen asennusraportti 2011





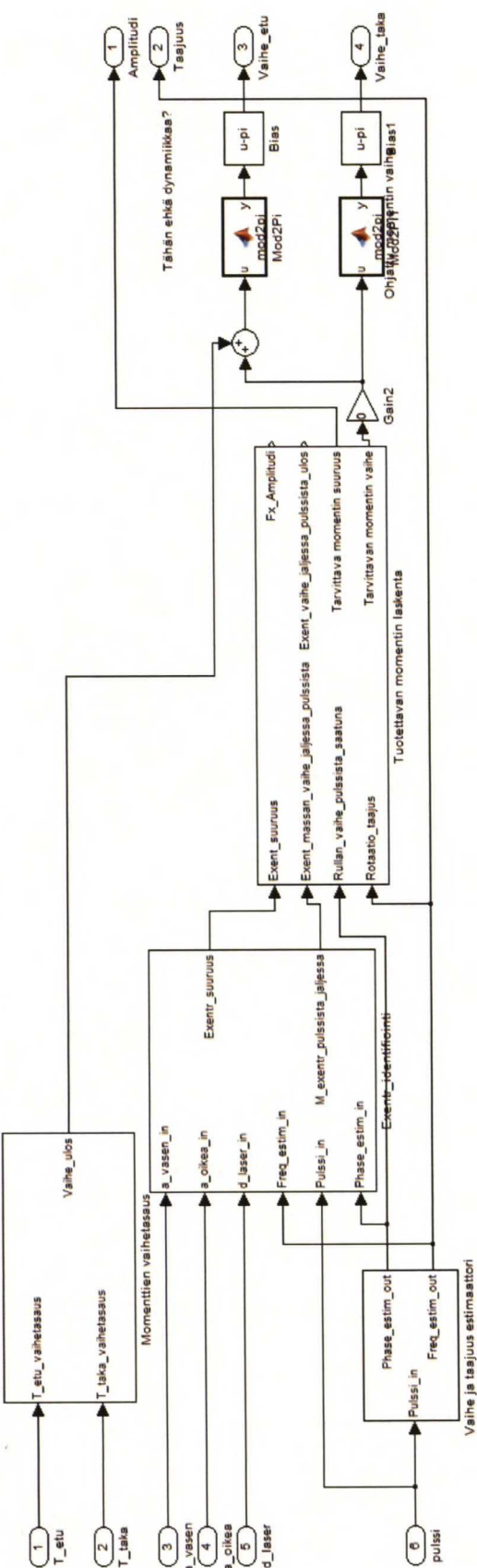
Momenttiliuska akselilla vasemmalla, langaton yhteys ja sen sähkönsyöttö



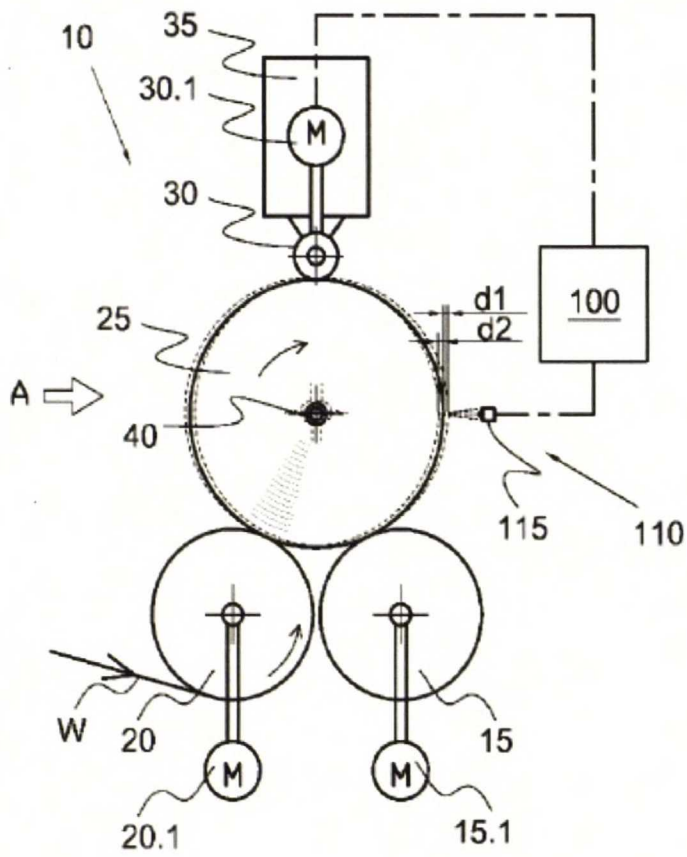
Momenttiliuskojen vahvistimet



Liite 3: Adaptiivinen värähtelyn vaimennussäädin



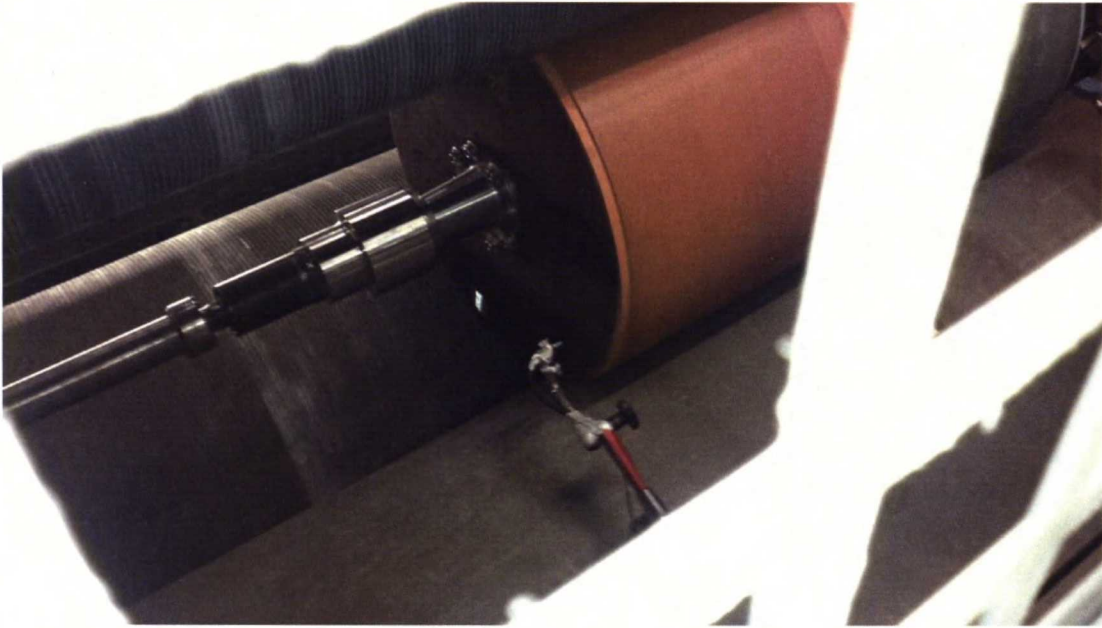
## Liite 4: Mittauskonfiguraatio



Lähde: (Åkerlund, 2005)

Momenttimittaukset akseleilta liuskoilta ja moottoreilta kohdista: 15, 15.1, 20 ja 20.1

Lasermittaukset ja valokenno sijainnissa 115.



Pulssimittaus telan pätjän sivulle liimatusta heijastinteipistä



Laseretäisyysmittaus rullan reunaan koneistetusta urasta